

CFD-Untersuchung des Auftrags hochviskoser polymerer Systeme in textilen Verarbeitungsprozessen

Zur Erlangung des akademischen Grades

Dr. rer. nat.

am Fachbereich Chemie

der Universität Duisburg-Essen

eingereichte Dissertation

von

Markus Schmidt

aus Duisburg

Datum der mündlichen Prüfung:

2009-04-23

Vorsitzender: Prof. Dr. C. Mayer

1. Gutachter: Prof. Dr. E. Schollmeyer

2. Gutachter: Prof. Dr. M. Ulbricht

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Physikalische Grundlagen	1
1.2	Numerische Grundlagen	5
1.2.1	Die Finite-Volumen-Methode	6
1.2.2	Die Finite-Elemente-Methode	7
2	Verschiedene Fragestellungen in textilen Verarbeitungsprozessen	10
2.1	Reinigung von Baumwolle	10
2.2	Untersuchung der Luftströmung in einem Spannrahmentrockner	13
2.3	Beschichtungen von Textilien mit Walzenrakeln	15
3	Simulationen	20
3.1	Reinigung von Baumwolle	20
3.1.1	Parametervariationen	23
3.1.2	Geometrievariationen	26
3.1.3	Variation des Niederhalters	31
3.1.4	Zusammenlegung von Auswurfkanal und Niederhalterspalt . . .	31
3.1.5	Untersuchung des Spalts am Messer	32
3.1.6	Aktive Luftzufuhr am Messer- und Niederhalterspalt	34
3.1.7	Verengter Ablösekanal	36
3.1.8	Partikelsimulation	39
3.1.9	Zusammenfassung	40
3.2	Untersuchung der Luftströmung in einem Spannrahmentrockner	42
3.2.1	zweidimensionales Modell	42
3.2.2	Berücksichtigung des Verdampfungsprozesses	43
3.2.3	Dreidimensionales Modell eines Spannrahmenabschnitts	49
3.2.4	Simulation der Wasserverdampfung	51

3.2.5	Zusammenfassung	55
3.3	Beschichtungen von Textilien mit Walzenrakeln	56
3.3.1	Betrachtung der no-slip-Bedingung	64
3.3.2	Druckabfall an der Rakel	65
3.3.3	Einfluss des Unterdrucks auf das Textil	68
3.3.4	Nicht-Newtonische Viskosität	69
3.3.5	Zusammenfassung	70
4	Zusammenfassung	73
4.1	Simulation der Luftströmung in Baumwollreinigern	73
4.2	Simulation eines Spannrahmentrockners	75
4.3	Simulation der Strömung der Auftragsmasse eines Walzenrakels	77
	Literaturverzeichnis	80
	Erklärung	86
	Eigene Publikationen	87
	Lebenslauf	88
	Danksagung	89

Abbildungsverzeichnis

1.1	Zur Herleitung der Kontinuitätsgleichung (1.1).	3
1.2	Zur Herleitung der Navier-Stokes-Gleichung (1.6).	3
1.3	Schematische Darstellung der Funktion $\tau(\dot{\gamma})$ für verschiedene viskose Fluidtypen.	4
1.4	Schematische Darstellung der Funktion $\eta(\dot{\gamma})$	4
1.5	Eine zweidimensionale FVM-Zelle k und ihre Nachbarzellen $i = 1, 2, 3, 4$. Das Oberflächenintegral von Gl. (1.8) wird ersetzt durch das Produkt aus A und den an der Position der Oberfläche interpolierten Werten der angrenzenden Zellen (z.B. u_4 und u_k für das blaue Oberflächenstück). .	7
1.6	Annäherung $\tilde{u}(x)$ (---) einer Funktion $u(x)$ (—) durch Linearkombination von Basisfunktionen $\phi_k(x)$ mit den Koeffizienten u_k	8
2.1	<i>links</i> : Schematische Darstellung eines Walzenrakels. <i>rechts</i> : Fase eines Spitzrakels (a) und eines Schuhrakels ((b) und (c)).	17
3.1	Verschiedene Arten von Trash-Partikeln. Von links nach rechts: Stängel, Kapselteil, Steinchen, Nisse. (Fotos vom ITV, Denkendorf)	21
3.2	Der Micro Dust und Trash-Analyzer MDTA 3 der Fa. Hollingsworth. Der Rotor wurde entfernt. Im links befindlichen Stator ist unten die Öffnung zum Auswurfkanal zu sehen. (Foto vom ITV, Denkendorf) . .	22
3.3	Die Geometrie der Garnitur des MDTA3 im 3D-Modell. Die Zähne wurden nicht modelliert.	22
3.4	Geometrie des MDTA3-Modells mit den Bezeichnungen der relevanten Ebenen.	23
3.5	Querschnitt durch das MDTA3-Modell durch eine Ebene mit konstantem z	24

3.6	Vergleich von PIV-Messung (a) und simuliertem Geschwindigkeitsfeld (b). (8000 U/min, Keine Absaugung, Geometrie Nr. 7; Foto vom ITV Denkendorf)	24
3.7	Zustrom nach oben zum Messer über den Auswurfkanal in der Schnittebene $z = 44.75$ mm in der Geometrie Nr. 2. Werte in m/s.	26
3.8	Die Geometrien Nr. 14 bis 17. <i>links oben</i> : auf 12 mm verlängerter Auswurfkanal. <i>rechts oben</i> : Niederhalter mit halbierten Länge. <i>links unten</i> : auf $\alpha_n = 70^\circ$ vergrößerter Niederhalterwinkel. <i>rechts unten</i> : auf $\alpha_n = 18^\circ$ verkleinerter Niederhalterwinkel.	29
3.9	Detailansicht des Vektorplots im Auswurfkanal der Geometrien Nr. 14 bis 17. (Einheit m/s.)	29
3.10	Die Geometrien Nr. 18 bis 21 mit miteinander verbundenem Auswurfkanal und Niederhalterspalt. <i>links oben</i> : Standard-Messergeometrie. <i>rechts oben</i> : senkrechte Messerwand. <i>links unten</i> : senkrechte Messerwand und keilförmige Einschnürung des Auswurfkanals/Spaltbereichs. <i>rechts unten</i> : Standard-Messergeometrie und keilförmige Einschnürung des Auswurfkanals/Spaltbereichs.	30
3.11	Nach unten gerichtete Strömung am Messer in der Geometrie Nr. 22. .	33
3.12	Vektorplot im Auswurfkanal der Geometrien Nr. 13 und 22 bis 24. (Einheit m/s.)	35
3.13	Geometrie und Vektorplot der Geometrie Nr. 25. <i>links</i> : Ansicht des Messerspalt, Auswurfkanals und Niederhalters. <i>rechts</i> : Detailansicht des Vektorplots im Auswurfkanal. (Einheit m/s.)	35
3.14	Querschnitt durch die Ebene $z = 44.75$ mm der Geometrie Nr. 26 mit verengtem Ablösekanal. Zum Vergleich ist der Umriss des Ablösekanals der Standardgeometrie Nr. 2 mit eingezeichnet.	38
3.15	Druckverteilung in den Geometrien Nr. 2 (<i>links</i>) und Nr. 26. Der sich über dem Messer bildende Unterdruck liegt in der Geometrie Nr. 26 etwa 10 Pa höher. (Druck relativ zum Umgebungsdruck von 101 325 Pa.) . . .	38

3.16	Partikeltrajektorie in den Geometrien Nr. 2 (<i>links</i>) und Nr. 25. Der aufwärts gerichtete Luftstrom am Messer in der Geometrie Nr. 2 saugt das aus dem Rotorbereich ausgetretene Partikel zurück zum Messer. Der abwärts gerichtete Luftstrom in der Geometrie Nr. 25 ermöglicht die Ausscheidung des Partikels. (Partikeldaten: Startposition (17.5, −35, 44.75) in mm; Startgeschwindigkeit (−28, −18, 0) in m/s; Radius 0.15 mm; Dichte 10 kg/m ³)	40
3.17	Geometrie und Vernetzung des zweidimensionalen Trocknermodells. . .	43
3.18	Geometrie und Vernetzung des Austrittsbereichs der Düse.	43
3.19	Vektorplot der Geschwindigkeit. (Farbskala eingeschränkt)	44
3.20	Vektorplot der Geschwindigkeit am Düsenaustritt. (Textil schematisch eingezeichnet mit vierfacher Dicke.)	44
3.21	<i>links</i> : Temperatur des feuchten Textils. <i>rechts</i> : Verbliebener Wassergehalt nach 0.2 s.	48
3.22	relativer Anteil des Wasserdampfs an der Massendichte der Luft. . . .	48
3.23	<i>links</i> : Schema eines Spannrahmentrockners. <i>rechts</i> : Geometrie des 3D-Rechnermodells; V und R bezeichnen die Ventilator- bzw. Radiatorposition.	50
3.24	<i>links</i> : Düsenfinger eines Spannrahmentrockners. <i>rechts</i> : Modell der Düsenfinger mit Mesh. Zur Kontrolle der Abhängigkeit der Ergebnisse von der Meshauflösung wurde ein Bereich zwischen zwei Fingern feiner aufgelöst. (Foto von Fa. Monforts, Mönchengladbach.)	50
3.25	Bemaßungen eines einzelnen Düsenfingers.	51
3.26	Stromlinien der Luftbewegung durch innere Umwälzung.	52
3.27	Vektorplot der Luftströmung in der Ebene $y = 1.825$ m. Die Textilebene ist als graue Linie angedeutet.	52
3.28	Modell der Trocknerkammer mit Lufteinlass (am Textil vorn, rote Umrandung) und Auslass auf der Oberseite (grüne Umrandung).	53
3.29	Stromlinien des Modells mit Luftein- und Austritt. <i>links</i> : Die am Ventilator entspringenden Stromlinien zeigen die interne Umwälzung. <i>rechts</i> : Die am Lufteintritt entspringenden Linien verlaufen teilweise direkt zum Luftaustritt.	53
3.30	Simulation der Wasserverdampfung am Textil. <i>links</i> : Temperaturverteilung. <i>rechts</i> : relativer Massenanteil c des Wasserdampfs an der gesamten Luftdichte über dem Textil.	55

3.31	Düsenaustrittsgeschwindigkeit v_D an den einzelnen Düsenpositionen entlang der Linie $x_0 = 1.952$ m, $z_0 = 1.202$ m. v_D steigt mit y	56
3.32	Temperaturverteilung bei Berücksichtigung der Erwärmung der Beschichtungsmasse aufgrund viskoser Reibung. ($\eta = 100$ Pa s, $v_T = 0.4$ m/s.) .	57
3.33	Stationärer Zustand der Beschichtung. ($\eta = 1$ Pa s, $v_T = 0.1$ m/s, $s = 0.1$ mm, $\sigma = 25$ mN/m, $d = 0.0710$ mm.)	57
3.34	Stationärer Zustand der Beschichtung; Vektorplot. ($\eta = 1$ Pa s, $v_T = 0.1$ m/s, $s = 0.1$ mm)	58
3.35	Stationärer Zustand der Beschichtung bei kleinerer Viskosität. ($\eta = 0.1$ Pa s, $v_T = 0.1$ m/s, $s = 0.1$ mm)	58
3.36	Geschwindigkeitsprofil $u(y)$ am Spalt bei $x = 0$ mm. Vergleich von Theorie und Simulation. ($v_T = 0.1$ m/s, $\eta = 0.1$ bzw. 1 Pa s)	60
3.37	Vektorplot von $\vec{v}(y)$ entlang der Linie $x = 0$ mm. ($v_T = 0.1$ m/s, $\eta = 0.1$ Pa s)	61
3.38	Geschwindigkeitsprofil $u(y)$ am Spalt für verschiedene η . Mit steigendem η verändert sich das Profil immer weniger. ($v_T = 0.1$ m/s)	62
3.39	Schichtdicke d in Abhängigkeit von der Textilgeschwindigkeit v_T . Fit an die Daten nach Gl. (3.15). ($\eta = 0.1$ Pa s)	63
3.40	Schichtdicke d in Abhängigkeit von der Viskosität η . Fit an die Daten mit dem Ansatz einer linearen Abhängigkeit von $\partial p / \partial x$ von η , analog zu Gl. (3.15). ($v_T = 0.1$ m/s)	63
3.41	Gleitreibung zwischen Textil und Beschichtungsmasse mit hohem Reibungskoeffizienten $k = 1 \times 10^6$ kg/m ² s. \vec{v}_B ist ungefähr gleich \vec{v}_T . ($v_T = 0.4$ m/s, $\eta = 10$ Pa s.)	65
3.42	Gleitreibung zwischen Textil und Beschichtungsmasse mit niedrigem Reibungskoeffizienten $k = 1 \times 10^4$ kg/m ² s. \vec{v}_B ist im Spalt bei $x = 0$ deutlich niedriger als \vec{v}_T . Der Umriss zeigt den Fall $k = 1 \times 10^6$ kg/m ² s. ($v_T = 0.4$ m/s, $\eta = 10$ Pa s.)	65
3.43	Verminderter Druck unter der Rakelspitze mit steigender Viskosität η . Negativer Druck ab $\eta \approx 95$ Pa s. ($v_T = 0.1$ m/s.)	66

3.44	Schematische Darstellung der Geschwindigkeitsprofile $u(y)$ für verschiedene x -Positionen im Spalt unter der Rakelspitze. <i>Links</i> : Das höhere, aber flachere rechte Profil führt zu demselben Volumenstrom wie das linke. <i>Rechts</i> : Auch die Simulation zeigt ein Abflachen des Profils mit steigendem x und Spaltquerschnitt. ($\eta = 100 \text{ Pa s}$, $v_T = 0.1 \text{ m/s}$, no-slip Bedingung.)	67
3.45	Zum Schlupf von Polymeren. (a) Adsorbierte Wandketten und verschlungene Bulkketten ohne Scherspannung. (b) Entschlingung der Bulk- von den Wandketten bei hoher Adhäsion. (c) Desorption der Wandketten bei niedriger Adhäsion. (Aus [30])	68
3.46	Deutliche Anhebung des Textils aufgrund des Unterdrucks im Kanal und der Textilspannung $\sigma_T = 1 \text{ N/m}$. ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$)	69
3.47	Schwache Anhebung des Textils aufgrund des Unterdrucks im Kanal und der Textilspannung $\sigma_T = 9.81 \text{ N/m}$. ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$)	70
3.48	Gemessene Viskosität η über der Scherrate $\dot{\gamma}$ von Permutex (+) und Verlauf des Datenfits gemäß Gl. (1.3) (rote Linie).	71
3.49	Konturplot der Viskosität η im Spaltbereich mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$) . .	71
3.50	Konturplot der Viskosität η im Bereich der Beschichtung mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$)	71
3.51	Konturplot der Viskosität η am Ausgang der Domain mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. Der Power-Law-Ansatz führt zu numerischen Problemen. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$)	72

Tabellenverzeichnis

3.1	Die verwendeten Versuchsparameter. Zahlen in fett markieren die Änderung zur Standardgeometrie Nr. 2. Einheit mm.	25
3.2	Versuchsplan für die Parametervariationen.	25
3.3	mass flow rates der Parametervariationen über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen)	27
3.4	Übersicht über die simulierten Geometrievariationen.	28
3.5	mass flow rates der Geometrien Nr. 14 bis 17 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)	32
3.6	mass flow rates der Geometrien Nr. 18 bis 21 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)	33
3.7	mass flow rates der Geometrien Nr. 13 und 22 bis 25 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)	34
3.8	mass flow rates in g/s in der Geometrie Nr. 25 für verschiedene vorgegebene Einströmgeschwindigkeiten v_m am Messerspalt bzw. v_n am Niederhalterspalt in m/s. Die erste Spalte zeigt die bisherige Variante mit passiver Luftzufuhr.	37
3.9	mass flow rates der Geometrie Nr. 26 mit verengtem Ablösekanal im Vergleich mit der Standardgeometrie Nr. 2. (Einheit g/s)	39
3.10	Liste der verwendeten Symbole für die Trocknersimulation.	45
3.11	Liste der verwendeten Symbole in der Verdampfungssimulation.	46

Kapitel 1

Einleitung

Numerische Simulationen haben sich in den vergangenen Jahren immer mehr zu einem weiteren Standbein in Naturwissenschaft und Technik entwickelt als Ergänzung zum Experiment und theoretischen Vorgehensweisen. Ausgehend von einem theoretischen Modell werden physikalische Abläufe durch numerische Lösungswege nachgebildet. Die Anwendungsmöglichkeiten reichen von Ummagnetisierungsprozessen einzelner magnetischer Partikel [35] über die Ausbreitung von Schallwellen [45] bis hin zu globalen Wettervorhersagen.

CFD-Simulationen (Computational Fluid Dynamics) befassen sich speziell mit der numerischen Behandlung von Strömungsvorgängen. Neben den bekannteren Einsatzgebieten wie Luftfahrt, Automobildesign und Schiffsbau, welche mit den vergleichsweise unkomplizierten Fluiden Wasser und Luft arbeiten, ergeben sich in der chemischen und textilen Verfahrenstechnik zusätzliche Aspekte aufgrund der hier häufig komplexer aufgebauten Substanzen. Diese bedingen das Auftreten chemischer Reaktionen sowie zusätzliche rheologische Eigenschaften wie Thixotropie oder Viskoelastizität. Beispiele verfahrenstechnischer CFD-Anwendungen sind Mischungsvorgänge in Rührkesselreaktoren [46], Verbrennungsvorgänge in Poolflammen [29] oder die Ausbreitung von Farbstoffen in textilen Färbeapparaten [12].

1.1 Physikalische Grundlagen

Die ersten systematischen Beschreibungen des strömungsmechanischen Verhaltens von Gasen und Flüssigkeiten reichen ins 18. Jahrhundert zurück. Daniel Bernoulli (1700-1782) stellte auf Basis der Energieerhaltung die nach ihm benannte Gleichung auf.

Sie setzte ein reibungsfreies (nichtviskoses) und nach außen energetisch isoliertes Fluid voraus. Leonhard Euler (1707-1783) berücksichtigte bei der Formulierung seiner gleichnamigen Gleichung die Impuls- und Massenerhaltung, vernachlässigte aber ebenfalls die Viskosität. Erst Claude Navier (1785-1836) berücksichtigte auch die viskose Reibung und die daraus resultierende Diffusion des Impulses. George Stokes (1819-1903) erweiterte die so entstandene Gleichung auf kompressible Medien mit variabler Dichte, was zur bis heute gebräuchlichen Navier-Stokes-Gleichung führte. Neben dieser am weitesten verbreiteten Darstellung fluider Strömungen existieren andere Beschreibungen wie die Boltzmann-Gleichung, welche die Dichteverteilung der Fluidteilchen im Phasenraum beschreibt und numerisch mit dem Lattice-Boltzmann-Verfahren gelöst wird [10].

Das Ziel von CFD ist es, die wesentlichen makroskopischen Größen wie Geschwindigkeitsvektor, Dichte und Temperatur eines Fluids (Gas oder Flüssigkeit) innerhalb eines vorgegebenen Bereiches zu ermitteln. Dieser Bereich wird i.d.R. durch feste Begrenzungen wie die Bewandungen von Gefäßen und Rohrleitungen definiert. Das Fluid wird dabei als ein Kontinuum betrachtet. Insbesondere bleibt seine molekulare Struktur unberücksichtigt, d.h. es wird nicht wie in Molekulardynamiksimulationen die Position und der Bewegungszustand einzelner Fluidteilchen verfolgt. Stattdessen wird eine kontinuierliche Massendichte $\rho(\vec{x}, t)$ angenommen, mit \vec{x} dem Ortsvektor und t der Zeit. Weiterhin wird die Erhaltung von Masse und Impuls vorausgesetzt. Ersteres hat zur Folge, dass in einem beliebig kleinem Volumenbereich des Fluids die ortsfixe zeitliche Änderung der Dichte gleich dem Massenstrom durch die Volumenoberfläche ist. Für die linke Seite des Volumenelements in Abb. (1.1) ist der Massenstrom in x -Richtung gleich $\rho u(x - dx, y, z) \partial y \partial z$, für die rechte Seite $-\rho u(x + dx, y, z) \partial y \partial z$. Die Summe entspricht der Ableitung $\partial(\rho u)/\partial x$. Die Kombination der Beiträge für alle Raumrichtungen führt auf die Kontinuitätsgleichung

$$\dot{\rho}(\vec{x}, t) + \text{div}(\rho \vec{v}(\vec{x}, t)) = 0, \quad (1.1)$$

mit dem Geschwindigkeitsvektor \vec{v} und dem Ortsvektor des Volumens \vec{x} . Der Punkt über dem ρ bezeichnet die partielle Zeitableitung.

Analog gilt, dass die ortsgebundene zeitliche Impulsänderung des Volumenbereichs gleich der Summe aus dem Impulsstrom über seine Oberfläche und den auf den Bulk wirkenden Kräften ist. Oberflächenkräfte lassen sich einteilen in tangentiale Scherspannungen τ_{ij} mit $i, j = x, y, z$ und $i \neq j$, Normalspannungen τ_{ii} sowie Druckkräfte aufgrund eines Druckgradienten $\text{grad } p$ (Abb. (1.2)). Scherspannungen, welche auf ei-

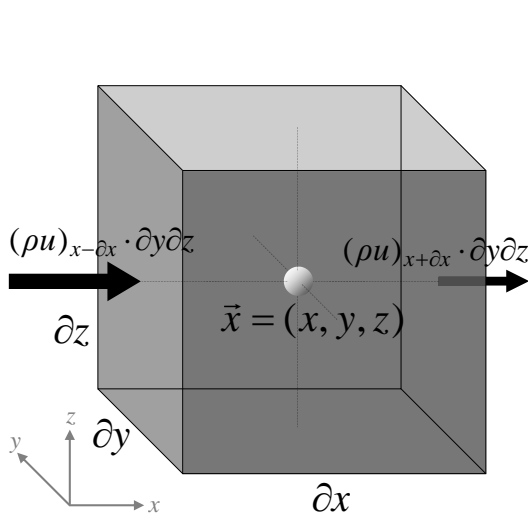


Abb. 1.1: Zur Herleitung der Kontinuitätsgleichung (1.1).

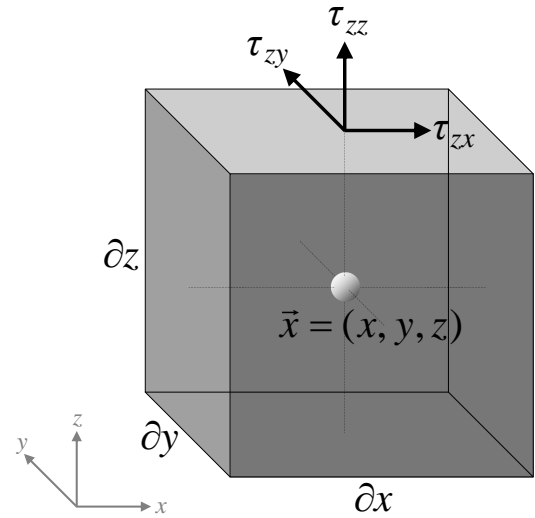


Abb. 1.2: Zur Herleitung der Navier-Stokes-Gleichung (1.6).

ner Fläche mit einer Flächennormalen in i -Richtung in der j -Richtung wirken, können im einfachsten Fall als proportional zu dem Geschwindigkeitsgefälle $\dot{\gamma} = \partial v_j / \partial x_i$ angenommen werden:

$$\tau_{ij} = \eta \left(\frac{\partial v_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right). \quad (1.2)$$

Die Konstante η ist die dynamische Viskosität. Ist sie unabhängig von $\dot{\gamma}$, nennt man das Fluid newtonisch. Solche Fluide bestehen in der Regel aus einzelnen Atomen oder sehr einfach aufgebauten Molekülen. Andere Materialien bilden in Ruhe Strukturen aus, deren Ausprägung unter Scherbeanspruchung abnimmt und so η verringert. Man nennt solche Substanzen scherverdünnend oder auch strukturviskos. Eine Erklärung für dieses Verhalten sind lange Moleküle, wie sie z.B. Polymere aufweisen, welche durch Scherung gestreckt werden und sich parallel zueinander ausrichten, was die Reibung vermindert. Für den quantitativen Zusammenhang werden verschiedene Gesetzmäßigkeiten beobachtet, dementsprechend existieren diverse Modelle, mit denen das jeweilige Verhalten nachgebildet wird. Eines von ihnen ist der Power-Law-Ansatz

$$\eta = K(\lambda \dot{\gamma})^{n-1}. \quad (1.3)$$

K und λ ist ein konkretes Wertepaar für η bzw. $\dot{\gamma}$. Dieser Ansatz geht von einer streng monoton fallenden Viskosität aus. Er bedingt eine Divergenz von η mit verschwindendem $\dot{\gamma}$. Daher gibt er das Fluidverhalten bei kleinen Scherraten nicht genau wieder.

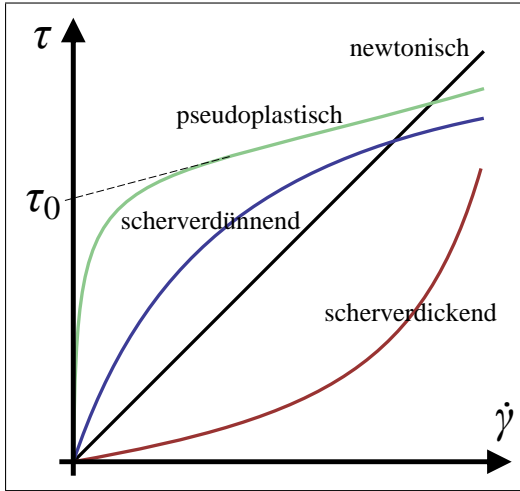


Abb. 1.3: Schematische Darstellung der Funktion $\tau(\dot{\gamma})$ für verschiedene viskose Fluid-typen.

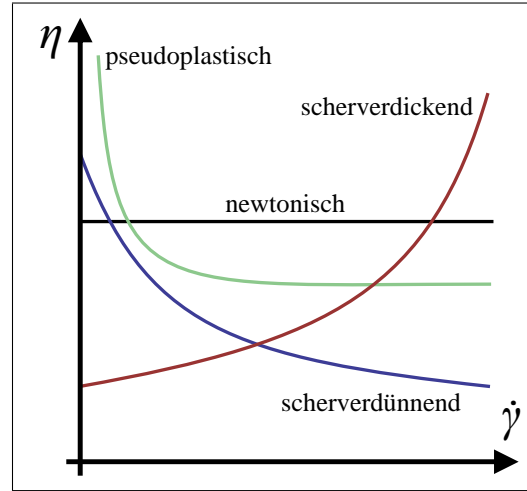


Abb. 1.4: Schematische Darstellung der Funktion $\eta(\dot{\gamma})$.

Andere Substanzen zeigen das gegenteilige Verhalten. Ihre Viskosität steigt mit zunehmendem $\dot{\gamma}$. Dieses Scherverdickung oder Dilatanz kann u.a. auf unregelmäßig geformte Moleküle zurückgeführt werden, welche durch die Relativbewegung zueinander quasi anecken und sich beim Verhaken querstellen. Bei höheren Scherraten ist dieser Effekt stärker ausgeprägt und führt zu einem erhöhten Widerstand. Die Abb. (1.3) und (1.4) zeigen schematisch die Abhängigkeit von τ bzw. η von $\dot{\gamma}$.

Die Normalspannung

$$\tau_{ii} = 2\eta \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_i} - \frac{1}{3} \operatorname{div} \vec{v} \right) \quad (1.4)$$

wirkt senkrecht auf die Ebene mit Normalenvektorrichtung i . Für Flüssigkeiten, aber auch für Gase mit einem Geschwindigkeitsbetrag $|\vec{v}|$, der klein ist gegen die Schallgeschwindigkeit, lässt sich der Anteil $\operatorname{div} \vec{v}$, welcher das Ausmaß der Volumenänderung von ∂V beschreibt, vernachlässigen.

Darüber hinaus entsteht durch von außen wirkende Kräfte wie z.B. die Gravitationskraft eine Impulsquelle (source) \vec{S} an der betreffenden Stelle, welche dem Fluid Impuls zuführt. Die Aufsummierung aller dieser Kräfte auf ein beliebig kleines Volumenelement zur Gesamtkraft \vec{F} ergibt mit obigem newtonischen Ansatz und der Zweiten Newtonschen Gleichung $\vec{F} = m\dot{\vec{v}}$ die Navier-Stokes-Gleichung

$$\frac{d(\rho\vec{v})}{dt} = -\operatorname{grad} p + \Delta(\eta\vec{v}) + \vec{S}. \quad (1.5)$$

$\Delta = (\text{div grad}) = (\partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2)$ bezeichnet den Laplace-Operator. Die Darstellung der totalen Zeitableitung in dieser Gleichung durch partielle Ableitungen und Nutzung der Kontinuitätsgleichung Gl. (1.1) führt auf die Form

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + (\text{div } \vec{v} + (\vec{v} \text{ grad})) \cdot (\rho\vec{v}) = -\text{grad } p + \Delta(\eta\vec{v}) + \vec{S}. \quad (1.6)$$

Diese Gleichung stellt den Zusammenhang her zwischen der ortsfesten zeitlichen Änderung der Impulsdichte $\rho\vec{v}$, der durch \vec{v} bestimmten Konvektion, der Diffusion der Impulsdichte aufgrund der Viskosität η sowie dem Einfluss durch den Druck p und den Bulkkräften \vec{S} .

1.2 Numerische Grundlagen

Die ersten Versuche, die Navier-Stokes-Gleichung numerisch zu lösen, reichen bis zum Beginn des 20. Jahrhunderts zurück. Hierbei wurde noch ohne maschinelle Hilfe „mit der Hand“ gerechnet. Wirtschaftlich interessant wurde CFD mit dem Aufkommen der Großrechner in den 60er Jahren. Die zunächst an Großforschungseinrichtungen für eigene Zwecke entwickelte Software bildete Anfang der 80er Jahre die Grundlage für kommerzielle Programmpakete. Mit der größeren Verbreitung von Rechnern wie der DEC VAX 11/780 vor allem an Hochschulen erhielten auch Einzelpersonen Zugriff auf CFD-Werkzeuge. Aufgrund der damaligen Rechenleistungen in der Größenordnung von 1Mips (Millionen Instruktionen pro Sekunde) blieben die Problemstellungen auf zweidimensionale Geometrien mit wenigen Hundert Zellen beschränkt [52]. Mittlerweile erlauben PC's mit Rechenleistungen von Milliarden Operationen pro Sekunde auch die Simulation dreidimensionaler Geometrien mit mehreren Millionen Zellen.

Die Lösung $\vec{v}(\vec{x}, t)$ der Navier-Stokes-Gleichung (1.6) ist abhängig von den Randbedingungen, welche die Geometrie der Umrandung des betrachteten Fluidvolumens sowie die Lösung auf dieser vorgeben. In zwei- und dreidimensionalen Problemstellungen wird die Umrandung i.d.R. durch beliebig geformte Bauelemente bestimmt. Die Gesamtheit dieser Elemente lässt sich nicht analytisch beschreiben, so dass schon deshalb eine exakte, analytische Lösung der Navier-Stokes-Gleichung nicht möglich ist. Daher bedient man sich numerischer Verfahren, von denen die Finite Volumen Methode und die Finite Elemente Methode kurz vorgestellt werden sollen. Beiden gemeinsam ist die Unterteilung des Fluidvolumens in endlich große Teilvolumina. Durch diese Diskretisierung reduziert sich das Problem auf das Finden endlich vieler Lösungswerte

$\vec{v}(\vec{x}_k, t_n) \equiv \vec{v}_k$ im Mittelpunkt \vec{x}_k des k -ten Teilvolumens.

1.2.1 Die Finite-Volumen-Methode

Die Finite-Volumen-Methode beruht auf der Integration der Navier-Stokes-Gleichung über jedes der Teilvolumina. Die Vektorgleichung (1.6) wird dazu als System von drei skalaren Gleichungen für die drei Geschwindigkeitskomponenten u , v und w von \vec{v} aufgefasst. Für u ergibt sich damit beispielsweise

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\vec{v}u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div} \eta \text{grad} u + S_x. \quad (1.7)$$

Im zunächst angenommenen stationären Fall ist die Zeitableitung der Navier-Stokes-Gleichung gleich Null. Die Integration über das Teilvolumen und die Anwendung des Gaußschen Satzes führt dann auf die Gleichung

$$\oint \rho \vec{v} u \, d\vec{A} = - \int \frac{\partial p}{\partial x} \, dV + \oint \eta \text{grad} u \, d\vec{A} + \int S_x \, dV. \quad (1.8)$$

Wählt man als Teilvolumina Polyeder mit ebenen Seitenflächen und nimmt auf diesen Flächen u jeweils als konstanten Mittelwert der u_i der zwei an diese Fläche angrenzenden Teilvolumina an, so lassen sich die Oberflächenintegrale als Produkte der u_i und der einzelnen Seitenflächeninhalte darstellen. In Abb. (1.5) beispielsweise ist im gezeigten zweidimensionalen Fall das Oberflächenintegral über das linke, blau markierte Teilstück der Zelle k gleich $A \cdot (u_4 + u_k)/2$, wenn die Fläche auf halbem Abstand der beiden Zellzentren liegt. Der Gradient in Gl. (1.8) wird aus den Differenzenquotienten der u_i gebildet. Im Beispiel gälte also für die x -Komponente $\text{grad}_x u = (u_k - u_4)/(x_k - x_4)$, mit x_i der Zentrumsordinate der jeweiligen Zelle. Gl. (1.8) wird dann zu einer algebraischen Gleichung in dem u_k der betrachteten k -ten Zelle und den u_i ihrer Nachbarzellen:

$$a u_k = \sum_{i=1}^N b_i u_i \quad (1.9)$$

mit u_i den u -Werten der N Nachbarzellen. Die Koeffizienten a und b_i dieser Gleichung enthalten aufgrund des $\vec{v}u$ -Terms und des Druckterms die Unbekannten u, v, w und p , weswegen die Gleichungen nichtlinear sind. Insgesamt erhält man ein Gleichungssystem mit einer Anzahl von Gleichungen, welche gleich der Anzahl der Teilvolumina ist. Da zur Berechnung der Oberflächenintegrale die Existenz zweier Teilvolumina für jede Oberfläche vorausgesetzt worden ist, müsste für Oberflächen, welche die Berandung des

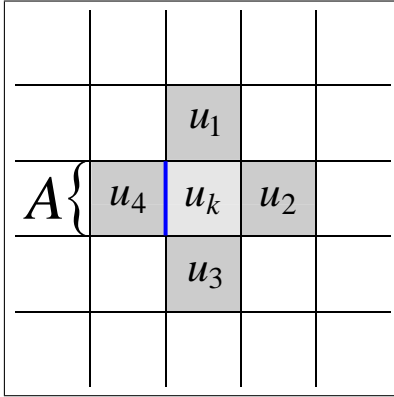


Abb. 1.5: Eine zweidimensionale FVM-Zelle k und ihre Nachbarzellen $i = 1, 2, 3, 4$. Das Oberflächenintegral von Gl. (1.8) wird ersetzt durch das Produkt aus A und den an der Position der Oberfläche interpolierten Werten der angrenzenden Zellen (z.B. u_4 und u_k für das blaue Oberflächenstück).

Gesamtvolumens bilden, ein zusätzliches Teilvolumen außerhalb des eigentlichen Volumens berücksichtigt werden. Dies würde weitere Unbekannte u_k bedingen, so dass das Gleichungssystem nicht eindeutig lösbar ist. Daher muss für jede außen liegende Oberfläche der Wert für u als Randbedingung vorgegeben werden, welche die zusätzlichen Teilvolumina überflüssig machen und ein eindeutig lösbares System ergeben. Aufgrund der Nichtlinearität müssen zur Lösung Iterationsverfahren angewendet werden.

Im Falle eines zeitabhängigen Problems wird die Zeit t ebenfalls diskretisiert mit $t \rightarrow t_n \equiv n \Delta t$. Die Ersetzung der partiellen Zeitableitung in Gl. (1.7) durch einen Differenzenquotienten und die Darstellung der übrigen Terme als Funktion $f(u)$ führt auf die Gleichung

$$\frac{\rho u(t_{n+1}) - \rho u(t_n)}{\Delta t} = f(u) \Leftrightarrow \rho u(t_{n+1}) = \rho u(t_n) + \Delta t f(u). \quad (1.10)$$

$f(u)$ ist dabei eine Funktion des u_k der betrachteten Zelle sowie der entsprechenden Werte der Nachbarzellen. Aufgrund der Zeitdiskretisierung und des damit einhergehenden endlichen Zeitintervalls Δt ergibt sich ein Interpretationsspielraum dahingehend, ob $f(u)$ für den bereits gelösten Zeitschritt n oder den gesuchten neuen Schritt $n + 1$ ausgewertet wird. Zur Verbesserung der Genauigkeit wird in der Regel eine Kombination der Werte aus altem und neuen Iterationsschritt verwendet. In diesem Fall hat Gl. (1.10) impliziten Charakter und muss auch bezüglich der Zeit iterativ gelöst werden.

1.2.2 Die Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode [56] verwendet zur Lösung der Navier-Stokes-Gleichung einen Reihenansatz für die gesuchte Größe. Für Gl. (1.7) wird $u(\vec{x}, t)$ aus einer Reihe

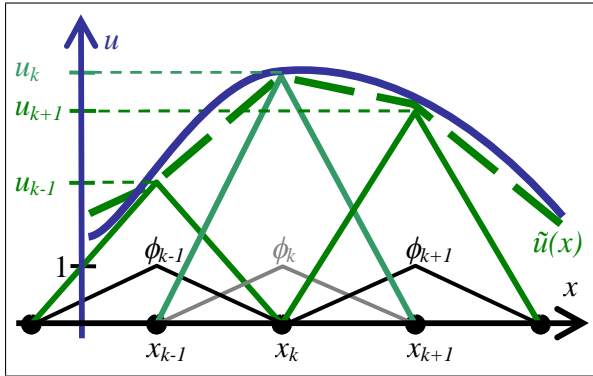


Abb. 1.6: Annäherung $\tilde{u}(x)$ (---) einer Funktion $u(x)$ (—) durch Linearkombination von Basisfunktionen $\phi_k(x)$ mit den Koeffizienten u_k .

von Basisfunktionen ϕ synthetisiert durch

$$u(\vec{x}, t) \approx \tilde{u}(\vec{x}, t) = \sum_k u_k(t) \cdot \phi_k(\vec{x}). \quad (1.11)$$

Die ϕ_k werden so definiert, dass sie nur in einem begrenzten Volumen um den k -ten Knotenpunkt des Gitternetzes ungleich Null sind und im übrigen Volumen verschwinden. An der Position \vec{x}_k des Knotens wird $\phi_k(\vec{x}_k) = 1$ gesetzt. Dadurch entsprechen die Entwicklungskoeffizienten u_k direkt dem Wert $\tilde{u}(\vec{x}_k, t)$ am Knotenpunkt. Abb. (1.6) zeigt zur einfachen Veranschaulichung einen fiktiven zeitunabhängigen eindimensionalen Verlauf $u(x)$ sowie seine Näherung $\tilde{u}(x)$ und die Basisfunktionen $\phi_k(x)$.

Das Problem ist nun die Bestimmung der Koeffizienten u_k . Dazu wird Gl. (1.7) umgeschrieben, so dass alle Terme auf einer Seite stehen und die andere Seite Null ist:

$$L(u) = 0. \quad (1.12)$$

Setzt man den Ansatz \tilde{u} in diese Gleichung ein, so wird diese nicht exakt erfüllt sein, d.h. die linke Seite ist gleich einem von Null verschiedenen Residuum R :

$$L(\tilde{u}) = R(\tilde{u}). \quad (1.13)$$

Die Koeffizienten sind dann optimal gewählt, wenn R über das gesamte Volumen minimal ist. Dies lässt sich durch die Forderung erreichen, dass das Skalarprodukt der Funktion $L(u)$ mit jeder der Basisfunktionen ϕ_k verschwindet (Galerkin-Verfahren):

$$\int L(u(\vec{x})) \cdot \phi_k(\vec{x}) dV = 0 \quad \forall k. \quad (1.14)$$

In diesem Fall nähert \tilde{u} die exakte Lösung für die gegebene Basis bestmöglich an, da

das verbleibende Residuum R nicht von den ϕ_k erfasst wird.

Gl. (1.14) wird aufgrund des Ansatzes Gl. (1.11) sowie der Darstellung der räumlichen Ableitung durch Differenzenquotienten im stationären Fall zu einer algebraischen Gleichung in den u_k . Da diese nichtlinear ist, wird das Gleichungssystem durch Iterationsverfahren gelöst. Im Falle eines zeitabhängigen Problems ergeben sich gewöhnliche Differentialgleichungen, welche nach Diskretisierung der Zeit $t \rightarrow t_n := n \Delta t$ numerisch integriert werden.

Kapitel 2

Verschiedene Fragestellungen in textilen Verarbeitungsprozessen

2.1 Reinigung von Baumwolle

Baumwolle zählt zu den wichtigsten Rohstoffen in der Herstellung von Garnen. Sie besteht aus Fasern, die an den Samen der Baumwollpflanze anhaften und 2 cm bis 4 cm lang werden (Stapellänge). Wenn die Samen reif werden, brechen ihre Samenkapseln auf, wodurch die Faserbündel freigelegt werden. Die Fasern sind hohl, was sowohl eine gute Wärmeisolation als auch eine Gewichtsreduzierung bewirkt. Dadurch eignen sich die Fasern als Ausgangsstoff für Kleidungsstücke hinsichtlich eines Kälteschutzes und Tragekomforts. Andererseits können die Fasern viel Wasser speichern, was den Abtransport von Feuchtigkeit und die Trocknung erschwert. Zusätzlich reduziert der Hohlraum ihr Gewicht, wodurch sie Luftbewegungen leicht folgen. Dies begünstigt die Ausbreitung der Samen durch Wind, erschwert aber die Reinigung aufgrund der hierbei auftretenden Luftströme. Im folgenden gibt ein Auszug aus [47] die Problematik und den Stand der Forschung in der Baumwollreinigung wieder.

Die Anforderungen an die Baumwollputzerei, Gutfasern von Trash- und Schalentteilen (Seed-Coat-Fragments) zu trennen, sind in den letzten Jahren stetig gestiegen. Ursache dafür ist die gesunkene Rohstoffqualität aufgrund maschineller Erntemethoden und intensiver Egrenierverfahren [24]. Vor allem die Zunahme der sogenannten Seed-Coat-Fragments in der Baumwolle sind für die Reinigung in der Putzerei und Karderie problematisch, d.h. die Reinigungswilligkeit der Baumwolle ist gesunken. Berücksichtigt man die Entwicklung der Produktion, die sich in den letzten 20 Jahren vervierfacht

hat, dann wird ersichtlich, welche Anforderungen an heutige Putzereimaschinen gestellt werden [44].

Die Trennung von Faser- und Nichtfaseranteilen erfolgt im Vorwerk in der Regel durch Reinigungsschlitze und Messerkanten, die an schnelllaufenden mit Sägezähnen oder Nadeln besetzten Walzen angeordnet sind. Für die Schmutzausscheidung ist entscheidend, in welcher Form die Baumwolle, ob als Flocke oder als Einzelfaser, vorliegt. Erfolgt die Trennung zwischen Flocke und Schmutzpartikel, so kann der Dichteunterschied sowie der Strömungswiderstand der zu trennenden Komponenten genutzt werden. Da jedoch die Dichte der Einzelfaser und die Dichte der Schmutzpartikel nahezu identisch sind, ist bei einer Trennung von Schmutzpartikeln und Einzelfaser die unterschiedliche Form und der damit verbundene Strömungswiderstand für eine Trennung maßgeblich. Die Schmutzpartikel können aufgrund ihrer losen Einlagerung in die Baumwolle und ihrer Dichte der schnelldrehenden Walze nicht folgen, während sich die Fasern bzw. Flocken in der Garnitur verhaken. Die rotierende Walze erzeugt eine angenähert rotationssymmetrische Luftströmung hoher Strömungsgeschwindigkeit. Die Beschreibung des Trennprozesses erfordert eine Berücksichtigung dieser Luftströmung.

Gilhaus hat in [15] die Luftströmungsverhältnisse an Abscheidekanten analysiert. Da es in den 80er Jahren keine Möglichkeiten zur Messung des Luftströmungsprofils unter Produktionsbedingungen gab, war er auf Modellversuche in flüssigem Medium angewiesen. Nicht nur aufgrund des Viskositätsunterschieds erhält er lediglich eine Abschätzung des realen Strömungsfeldes.

Erste Strömungsmessungen an Abscheidekanten einer Textilmaschine unter Betriebsbedingungen wurden von Lauber und Wulfhorst [55] durchgeführt. Mittels eines Laser-Doppler-Anemometers kann die Strömungsgeschwindigkeit an diskreten Punkten im Strömungsfeld zweidimensional bestimmt werden. In der Arbeit wurde die Strömungsgeschwindigkeit der Luft und der Fasern in Abhängigkeit des Abstands zur Garniturwalze gemessen, um den Einfluss einer Absaugung auf das Luftströmungsprofil und den Faserflug im Saughaubenbereich und an der Messerkante zu bestimmen. Es konnte kein Einfluss der Absaugung auf die Luftströmung innerhalb des Abstandes von 5 mm zur Garniturwalze ermittelt werden. Die Messung mit dem LDA erlaubt lediglich die Messung der Geschwindigkeitskomponente in Tangentialrichtung, wodurch nur begrenzt Aussagen über die Luftströmungsverhältnisse und den Faserflug getroffen werden können.

Die Textilmaschinenhersteller haben auf die gestiegenen Anforderungen an die Reinigung unterschiedlich reagiert. Die Fa. Rieter entwickelte den neuen Reiniger „UN-

Iclean B1“. Die Vorreinigung erfolgt direkt nach der Ballenöffnung. Eine frühe Abscheidung der Schmutzpartikel entlastet nachfolgende Maschinen und verhindert das Zertrümmern der Partikel, womit eine Abscheidung weiter erschwert würde. Das als Flocke vorliegende Material wird über eine mit Nadeln besetzte Walze bis zu sechs mal an einem Rost mit Messerkanten vorbeigeführt. Fremdpartikel werden aufgrund der oben beschriebenen physikalischen Effekte ausgeschieden [26]. Ein hoher Anteil der Schmutzpartikel sind im Faserverbund der Flocke fest eingebunden und werden erst durch Schaffung freier Oberflächen, also durch eine Auflösung der Flocke zur Einzel-faser, frei beweglich. Deshalb kann im „UNIclean B1“ nur der durch den vorherigen Ballenöffner freigelegte Trash ausgeschieden werden. Es müssen im Prozess auf jeden flockenauflösenden Arbeitsschritt Reinigungsstellen zur Abscheidung der freigewordenen Schmutzpartikel folgen.

Die Fa. Trützschler löst die Reinigungsanforderungen mit dem Hochleistungsreiniger „Cleanomat“. In dem Feinöffner „CVT4“ werden die Baumwollflocken in vier Stufen geöffnet. Die freiliegenden Schmutzpartikel werden an jeder Walze an Messerkanten ausgeschieden und abgesaugt.

Der erzielte Reinigungsgrad in Reinigungsmaschinen hängt neben der Reinigungswilligkeit des Materials und dem Trashgehalt auch von der konstruktiven Gestaltung der Reinigungsstellen ab. So sind zur Steigerung der Reinigungseffizienz am „CVT4“ den Messern sogenannte Vorflügel zugeordnet, die feinstufig zur Tangente an die Reinigerwalze einstellbar sind. Über Anstellwinkel und Saugluftvolumenstrom kann die Schmutzausscheidung und der Gutfaseranteil im Abgang beeinflusst werden. So lässt sich der Verlust an Gutfasern begrenzen, ohne die Reinigungswirkung zu verschlechtern [54].

Die Gestaltung der Reinigungsstelle am „CVT4“ der Fa. Trützschler zeigt, dass durch einen einstellbaren Vorflügel und die Absaugmenge eine Optimierung des Abscheideergebnisses erzielt werden kann. Diese Parameter erlauben ein direktes Eingreifen in die Luftströmung an der Reinigungsstelle. Über eine Verbesserung der Luftströmung kann auch das Abscheideverhalten von Schmutzpartikel und Fasern verbessert werden.

An der Messerkante wird der durch die rotierende Walze mitgeschleppte Luftstrom getrennt. Ein Teil der abgetrennten Luft verlässt über die Absaugung das System. Aufgrund der saugenden Wirkung der rotierenden Walze an der Reinigungsstelle bildet sich an der Messerkante eine Rückströmung aus und es bilden sich Luftwirbel. Diese Luftverwirbelungen können zu unerwarteten störenden Effekten bei der Reinigung füh-

ren. Mit der abströmenden Luft können erhebliche Mengen Gutfasern ausgeschieden werden, was zu Verlusten führt. Andererseits wird bereits ausgeschiedener Schmutz durch die zurückströmende Luft wieder angesaugt, was die Effizienz der Abscheidung verringert.

Die Luftströmung an der Ausscheidestelle wird von der Umfangsgeschwindigkeit der Walze, der geometrischen Spaltweite zwischen Messer und Walzenrund und somit auch von der Garnitürhöhe bzw. Nadelgeometrie beeinflusst. Der Messerkantenradius ist für die Trennung von Fasern und Schmutz ebenfalls entscheidend. Sämtliche Eingriffe in den Lufthaushalt der Reinigungsmaschine oder Karde haben Einfluss auf die Luftströmung und die Reinigungseffizienz.

2.2 Untersuchung der Luftströmung in einem Spannrahmentrockner

Das Trocknen von Textilien gehört zu den grundlegenden Verfahrenstechniken in der Textilindustrie. Dies hat seine Ursache in den vielfältigen Anforderungen, die an das textile Material gestellt werden, und den damit einhergehenden Bearbeitungsschritten, in denen die Ware die nötigen Eigenschaften erhält. Der Bearbeitungsprozess umschließt in vielen Fällen die Aufbringung einer Substanz, welche die gewünschte Funktionalisierung ermöglicht. Diese Substanzen werden häufig zusammen mit Wasser als Lösungsmittel appliziert. Letzteres muss anschließend aus dem Textil entfernt werden, um die Auftragsmasse zu fixieren. Hierfür wurden verschiedene Methoden entwickelt, welche die Verdunstung des Wassers durch Aufheizen gemeinsam haben. Das Heizen erfolgt u.a. durch Aufwickeln des Textils auf beheizte Trommeln oder durch elektromagnetische Strahlung. Eine weiter gängige Vorgehensweise ist die Beaufschlagung des Textils mit heißer Luft. Diese erfüllt zwei Funktionen. Zum einen befördert sie Wärme zum Textil, welche den Energieverlust durch die Verdunstung ausgleicht, zum anderen transportiert sie den entstehenden Wasserdampf ab.

Der Einsatz von Energie in Form von Wärme bedingt einen bedeutenden Kostenanteil für Trocknungsprozesse. Daher besteht großes Interesse an einer Optimierung hinsichtlich des Energiebedarfs. Darüberhinaus sollte die Beaufschlagung des Textils mit der heißen Luft gleichmäßig und reproduzierbar erfolgen, um ein einheitliches Erscheinungsbild der Oberfläche zu gewährleisten [38, 22]. Nach [3] ist in der Praxis immer wieder festzustellen, dass bei Ausrüstungs- und Verweilprozessen, wie das Trocknen

und Fixieren im Spannrahmen, die Kosten für diese Prozesse gesenkt werden können. Voraussetzungen hierfür sind die genaue Kenntnis des Behandlungsverlaufes innerhalb der Maschine, das Erkennen der kostenbestimmenden Faktoren sowie eine gezielte Auswahl der Verfahrensparameter und Anlagenkomponenten, um den Behandlungsprozess zu optimieren [36].

Zur Beschreibung des Trocknungsprozesses wird wegen der Vielzahl der Einflussfaktoren eine Unterteilung in die äußeren und inneren Trocknungsbedingungen vorgenommen [14]. Die äußeren Bedingungen werden über die Strömungsgeometrie durch die Konstruktion (Oval-, Rund- oder Schlitzdüse) und Anordnung der Düsen im Spannrahmen und den Luftdurchsatz charakterisiert [36, 23]. Der Wärmeübergang von heißer Luft bei der Strömung durch diese Düsen wurde stationär mit einer luftundurchlässigen Kühlplatte als Wärmeaustauschfläche bestimmt, die senkrecht zur Fläche bestrahlt wurde [23]. Dieses vereinfachte Modell berücksichtigt nicht, dass bei realen Trocknungsprozessen das zu trocknende Textil für die angeströmte Luft teildurchlässig ist und gleichzeitig mit hohen Warengeschwindigkeiten parallel zur Düse bewegt wird. Der Einfluss, den diese Parameter auf das Strömungsverhalten der Luft auf der Warenoberfläche und auf die Trocknung des Textils im Spannrahmen haben, ist derzeit nicht bekannt.

Die inneren Trocknungsbedingungen werden durch den Wärme- und Stofftransport im zu trocknenden Gut unter Berücksichtigung der orts aufgelösten Berechnung des Wassertransportes im Textil, der Phasenübergangskinetik des Wassers an der Feststoffoberfläche und der Zweiphasenmischung von Dampf und heißer Luft im Spannrahmen beschrieben [14, 13]. Dazu müssen die Stoffgrößen des textilen Trocknungsgutes, wie z.B. Dichte, Faservolumen, Wärmeleitfähigkeit, Kapillarität usw., bekannt sein [13, 43], wobei die Bestimmung dieser Größen wegen der Komplexität und der heterogenen Zusammensetzung der zu trocknenden Textilien bezüglich der Faserart, des Fasertyps, der Quellungseigenschaften und der Aufmachung des Textils (Garn, Gewebe, Maschenware, Flocke) sehr aufwändig ist. Nach dem jetzigen Stand der Simulationstechnik und auch in absehbarer Zukunft wird eine orts aufgelöste Simulation unter Berücksichtigung aller aufgeführten äußeren und inneren Faktoren nicht möglich sein. Fortschritte bei der Optimierung von Trocknungsprozessen textiler Flächengebilde im Spannrahmen können jedoch erzielt werden, wenn zunächst bei der Beschreibung der äußeren Trocknungsbedingungen die teilweise Luftdurchlässigkeit des Textils und die Bewegung der textilen Warenbahn mit einbezogen werden.

2.3 Beschichtungen von Textilien mit Walzenrakeln

Im Folgenden soll basierend auf [4] ein Einblick in die Beschichtungstechnik von textilen Materialien gegeben werden.

In der deutschen Textilveredlungsindustrie ist der Trend dahingehend, dass immer kleinere Metragen beschichtet werden müssen. Als Beispiele sind hier u. a. die Flamm-schutzausrüstung, die Verbesserung der Hydro- und Oleophobierung von Geweben, Schnittfestigkeit usw. genannt. Dies setzt eine hohe Flexibilität des Produktionsbetriebes voraus. Insbesondere bei Beschichtungsprozessen, die auch am Produktionsstandort Deutschland noch eine kostengünstige Beschichtung kleiner Partien ermöglichen, wird eine hohe Qualität und somit Verfahrenssicherheit gefordert [34]. Das Beschichten von Textilien stellt daher einen vielfältigen Veredlungsprozess dar [2, 16]. Dazu werden ein- oder beidseitig Streichmassen, die zumeist auf Polyvinylchlorid (PVC), Polyurethan (PUR), Silikonen oder Acrylaten sowie auf wässrigen Gemischen aus Pigmenten und synthetischen Latices basieren, auf Gewebe, Maschenwaren oder Faservliese mittels Streichmaschinen aufgebracht [17, 18].

Neuerdings kommen verstärkt hochviskose Auftragsmassen bei der Beschichtung textiler Materialien zum Einsatz. So werden z. B. auf Drängen des Heimtextilmarktes und der Automobilindustrie neue mekoximfreie umweltfreundliche PUR-High-Solid Beschichtungen entwickelt [49]. Dieser Beschichtungstyp zeichnet sich durch gute Filmeigenschaften, hohe Reißfestigkeiten, Flexibilitäten und Färbbarkeiten aus und ist ein weiterer Schritt zu lösungsmittelfreien und umweltfreundlichen Verarbeitung, da derartige Beschichtungen annähernd aus 100 % Auftragsmasse bestehen sowie lösemittel-, emissions- und geruchsfrei sind. Weiterhin wird der kostenintensive Trocknungsprozess zum Verdampfen des Lösemittels erheblich reduziert, da nur eine kurze Vernetzung bei hohen Temperaturen erfolgt. Durch die hohe Polyurethankonzentration der High-Solid Auftragsmasse lassen sich mit einem Strich sehr hohe Auflagen bis zu 500 g/m^2 (das ist rund fünfmal mehr als bei PUR-Dispersionen) erreichen und neue Anwendungsfelder erschließen. Derartige Beschichtungsmassen stellen allgemein komplizierte rheologische Systeme dar. Sie gehorchen über einen großen Messbereich nicht dem newtonischen Viskositätsverhalten, sondern zeigen mit steigender Schergeschwindigkeit nichtlineare Eigenschaften [9]. Bei diesen nicht-newtonischen Beschichtungsprodukten kommt es je nach Fließverhalten zu scherverdünnendem, scherverdickendem und pseudoplastischem Verhalten [27, 21]. Dies setzt natürlich hohe Anforderungen an das Beschichtungssys-

tem voraus, da Fehlbeschichtungen interne Retouren bedingen, die dem Unternehmen durch zusätzliche Maschinen-, Arbeits-, Energie- und Chemikalienkosten hohe finanzielle Verluste verursachen, wobei die Ware im schlimmsten Fall sogar unverkäuflich ist.

Als Ersatz für PVC-Beschichtungen werden oft verschiedene wässrige Acrylatdispersionen auf Gewebe entweder einseitig oder zweiseitig appliziert [19, 31, 41].

Weiterhin werden zur Herstellung von atmungsaktiven Textilien Polyurethanbeschichtungen eingesetzt [40, 33, 20, 7, 28]. Durch die mikroporöse Beschichtung mit PUR kann durch das Gewebe ein molekularer Transport von Wasserdampf durch verschiedene physikalische Mechanismen (Adsorption, Diffusion, Desorption) stattfinden. Durch chemische Eingriffe (Quervernetzung, Anzahl der Wasserstoffbrückenbindungen) und Trocknung können die Porositätswerte variiert werden.

Silikonelastomere bzw. Flüssigsilikonkautschuke (Liquid Silicone Rubber, LSRs) haben die Eigenschaft, ohne Zusatz von Lösungsmittel oder Wasser flüssig zu bleiben, wobei die Silikonmoleküle innerhalb der Polymere ein Vernetzen der Ketten ermöglichen und einen flexiblen Kautschuk bilden [5, 6, 48]. Sie sind neben der hohen Dehnbarkeit wasserabweisend, transparent, temperaturbeständig, haben eine gute UV-Resistenz und führen zu hochfesten Beschichtungen.

Zur Beschichtung von Flächengebilden wird eine Vielzahl von Verfahren angewandt, wobei für die Flächenbeschichtung von Geweben [37, 39] zu über 80 % Kastenraket mit Messer- und Schuhraket zum Einsatz kommen [25]. Die Wahl des Auftragssystems bzw. dessen Geometrie (Messertyp, -winkel, Abstand zum Textil u.a.) richtet sich u.a. nach den Gewebeeigenschaften (dichtes oder offenes Gewebe) sowie nach den gewünschten Oberflächeneigenschaften, der Gleichmäßigkeit und der Schichtdicke des Produktauftrages, wobei das Auftragssystem und die Viskosität der Beschichtung aufeinander abzustimmen sind.

Grundsätzlich müssen eine gute Haftung auf dem Substrat sowie eine hohe Flexibilität der Beschichtung bei einer Beanspruchung gewährleistet sein. Oft kommt es bei hohen Beschichtungsgeschwindigkeiten zu Instabilitäten. So hat es sich in der Praxis gezeigt, dass oftmals die im Labor erarbeiteten Beschichtungsparameter nicht auf eine industrielle Beschichtungsanlage übertragbar sind, wobei es zu einem Abreißen der Beschichtung und zu Ungleichmäßigkeiten im Produktauftrag kommen kann. Dies resultiert daraus, dass sich das Fließverhalten der Auftragsbeschichtungen bei erhöhten Warengeschwindigkeiten und damit erhöhten Beanspruchungen (Scher- oder Dehnraten) ändert. Deshalb ist oft eine Vielzahl von Versuchen mit einem hohen Produkt-

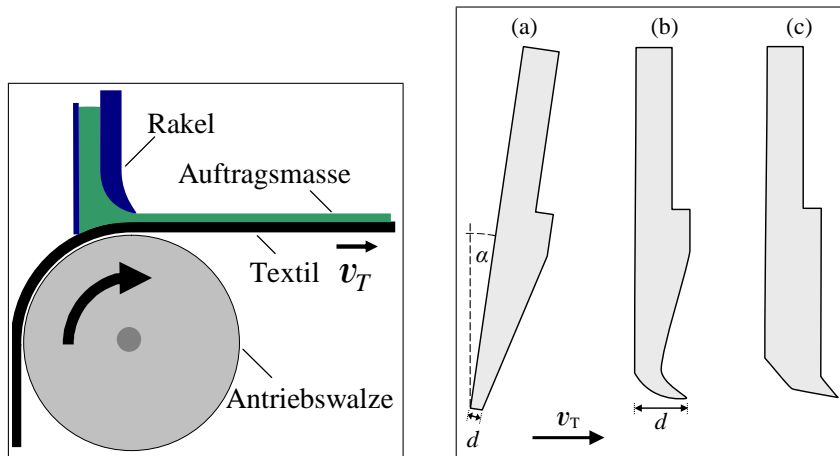


Abb. 2.1: *links:* Schematische Darstellung eines Walzenrakels. *rechts:* Fäse eines Spitzrakels (a) und eines Schuhrakels ((b) und (c)).

und Materialeinsatz notwendig, um empirisch die optimalen Einstellungen an der Industrieanlage zu bestimmen.

Die Auftragsmassen werden bei der kontinuierlichen Beschichtung über ein fixiertes Rakelmesser auf das Trägermaterial aufgestrichen. Dabei werden Scherkräfte auf die Auftragsmasse gebracht, die diese zum Scherfließen zwingen. Die aufgebraute Scherkraft kann über die Arbeitsgeschwindigkeit, das Rakelmesserprofil (auch Fäse genannt) und über den Neigungswinkel des Messers variiert werden. Dabei wirkt sich die Viskosität der Beschichtungsmasse aus, wobei im Idealfall die Masse vor dem Messer rollt. Die Beschichtungsdicke wird in erster Linie vom Abstand des Messers zur Warenbahn, dem Neigungswinkel und der Fäse bestimmt. Variiert wird die Beschichtungsmenge weiter über die Warengeschwindigkeit und Spannung des Trägers. Die Streichwerke moderner Beschichtungsanlagen sind variabel ausgestattet und in der Literatur ausführlich beschrieben [2, 16, 18, 39]. Grundsätzlich wird je nach Führung des Textilmaterials beim Streichvorgang unterschieden zwischen Luftrakel, Walzenrakel und Gummituchrakel [42].

Abb. (2.1) zeigt links den schematischen Aufbau eines Walzenrakels. Im Prinzip wird die zu beschichtende Textilbahn über eine Reihe von Walzen geführt, welche auch den Vortrieb des Textils übernehmen. Über einer Walze ist eine Klinge quer zur Bewegungsrichtung der Bahn angeordnet. Die lose in Bewegungsrichtung vor der Klinge auf das Textil aufgebraute Beschichtungsmasse wird von diesem mitgenommen und strömt unter der Klingenkante durch den Spalt zwischen dieser und dem Textil. Die Klinge bewirkt dabei idealerweise einen gleichmäßigen Auftrag (Egalisierung) mit kon-

stanter Schichtdicke. Die Fase dieser Messer lässt sich in die zwei wesentlichen Arten Spitzrakel und Schuhrakel unterteilen, wie rechts in Abb. (2.1) verdeutlicht wird. Die Dicke d der Spitze des links abgebildeten Spitzrakels beträgt typischerweise 1 mm. Die Rakel wird i.d.R. um einen Winkel $\alpha \approx 12^\circ$ geneigt, so dass das downstream (stromabwärts) liegende Ende, die Ferse, näher am Textil liegt als das upstream liegende Ende. Hierdurch entsteht ein sich verjüngender Kanal unter der Rakelspitze. Für Schuhrakel liegt d in den meisten Fällen zwischen 6 mm und 30 mm.

Mithilfe solcher Parameter wie der Form der Fase, dem Neigungswinkel und dem Abstand von Rakel und Textil lässt sich der Beschichtungsprozess an unterschiedliche Kombinationen von Auftragsmasse und zu beschichtender Ware anpassen. Die Eigenschaften der Ware wie Porosität oder Benetzbarkeit werden hauptsächlich durch die Dichte des Gewebes und das ihr zugrundeliegende Material bestimmt. Die Vielzahl der verwendeten Kombinationen wird durch die Nachfrage nach spezialisierten Eigenschaften von Geweben bedingt, welche durch entsprechende Beschichtungen realisiert werden.

Wünschenswert ist dabei immer eine möglichst hohe Verfahrensgeschwindigkeit. Diese wird durch die Bahngeschwindigkeit v_T des Textils bestimmt. Durch die Anpassung der Parameter lässt sich diese steigern, allerdings sind keine systematischen Zusammenhänge bekannt, durch welche man auf die optimale Einstellung schließen kann. Daher sind bei jeder Umstellung der Anlage Probeläufe notwendig.

Für eine grundlegende Untersuchung der Arbeitsweise einer Walzenrakels bietet sich CFD aufgrund seiner detaillierten Darstellung der Strömungsverhältnisse ohne Beeinflussungen durch Meßinstrumente an. Vor allem der Bereich zwischen Messer und Textilbahn ist mit einer typischen Ausdehnung von weniger als 1 mm experimentell nur schwer zugänglich. Erste Simulationen von Rakelbeschichtungsprozessen datieren auf die Mitte der 80er Jahre [50]. Mit den in [51] durchgeführten FEM-Simulationen wurde die bis dahin verwendete Schmierungstheorie (lubrication theory, [8]) abgelöst, welche durch ihre einfachen Annahmen eines langen, parallelen Kanals zwischen Messer und Textil und konstantem Druck keine genauen Vorhersagen z.B. der zu erwartenden Beschichtungsdicke zuließ. Insbesondere kann durch die Vernachlässigung der Geometrie im Zulauf vor dem Messer der sich am Eingang zum Kanal einstellende Druck nicht berücksichtigt werden. Durch die Anwendung der FEM-Simulation mit Einbeziehung der Umgebung sowohl stromaufwärts als auch -abwärts des Messers und die Verwendung der so gewonnenen Druckwerte als Randbedingungen für die Schmierungstheorie wurde eine deutlich bessere Übereinstimmung dieser mit experimentellen Ergebnissen

erzielt. Ihr Defizit liegt damit in der Unkenntnis der Strömungsvorgänge außerhalb des Kanals. Da diese zusätzliche Geometrie i.d.R. komplex gestaltet ist und nicht durch einfache Modelle analytisch erfasst werden kann, wird der Vorteil der FEM-Simulation offensichtlich.

Aber auch die damaligen kommerziellen CFD-Programme hatten Beschränkungen bezüglich der Geometriekomplexität, da ihre Fähigkeiten hinsichtlich der Gitterstruktur begrenzt waren. So waren nur geordnete Gitter (ordered grid) möglich, was eine über den gesamten Lösungsbereich ähnliche Auflösung bedingte. Der filigrane Bereich zwischen zu beschichtendem Substrat und Messerspitze würde damit insgesamt eine große Zellenzahl zur Folge haben, was die Rechen- und Speicherkapazität überfordern hätte. Daher beschränkten sich manche Untersuchungen von Beschichtungsprozessen wie [52] auf den Bereich stromaufwärts vor dem Messer. In dieser Region bildet sich aufgrund der permanenten Zufuhr ein Vorrat an Auftragsmasse, der anschließend durch das Messer egalisiert wird. In dem Vorrat entsteht eine rollende Bewegung der Masse durch den Transport zum Messer durch die Textilbahn und die Umlenkung des nicht vom Kanal aufgenommenen Anteils. Wie [1] darlegt, können die dieser Zirkulation zugrunde liegenden Kräfte Instabilitäten erzeugen, welche die laminare Strömung zerstören.

Kapitel 3

Simulationen

3.1 Reinigung von Baumwolle

Nach dem Pflücken weist die Rohbaumwolle üblicherweise verschiedene Arten von Verunreinigungen auf. Hierzu zählen Pflanzenteile wie die in Abb. (3.1) gezeigten Stängel-, Blatt- und Kapselreste, kleine Steinchen sowie verknotete Baumwollfasern, die Nissen. Diese Trash-Partikel müssen entfernt werden, bevor die Baumwolle zu Garn weiterverarbeitet werden kann. In der Baumwollpflückerei geht der Trend zu einem immer größer werdenden Einsatz von Maschinen zur Kostenersparnis. Diese erreichen nicht dieselbe Sorgfalt wie die Handpflückung, so dass die Verunreinigung vor allem durch mitgerissene Pflanzenteile weiter zunimmt [24],[44]. Eine gängige Methode der Reinigung besteht darin, die Baumwolle einer mechanischen Beschleunigung auszusetzen. Auf die lose zwischen den Baumwollfasern lagernden Fremdpartikel wird die dazu nötige Kraft nicht übertragen, so dass eine Trennung stattfindet. Zur Beschleunigung wird die Baumwolle in Rotation versetzt. Dies geschieht mithilfe einer Walze, dem Rotor, auf welchen ein Draht aufgewickelt ist, die Garnitur (siehe Abb. (3.3)). Diese ist mit kleinen Zähnen oder Nadeln besetzt. Wird die Baumwolle der rotierenden Walze zugeführt, verfängt sie sich in den Zähnen und wird mitgerissen. Wenn die Trash-Partikel nicht fest genug in die Baumwolle eingelagert sind, reicht die Kraftübertragung nicht aus, um sie auf dieselbe Kreisbahn zu zwingen, und sie werden ausgeschieden.

Die Abb. (3.2) und (3.4) zeigen eine miniaturisierte Apparatur und die Skizze des 3D-Modells. Um das Austreten der Verunreinigungen kontrollieren und diese an einer vorgegebenen Stelle abführen zu können, wird der Rotor in ein Gehäuse, den Stator, eingebaut, welcher eine Öffnung aufweist, an der die Partikel ausgeworfen werden.

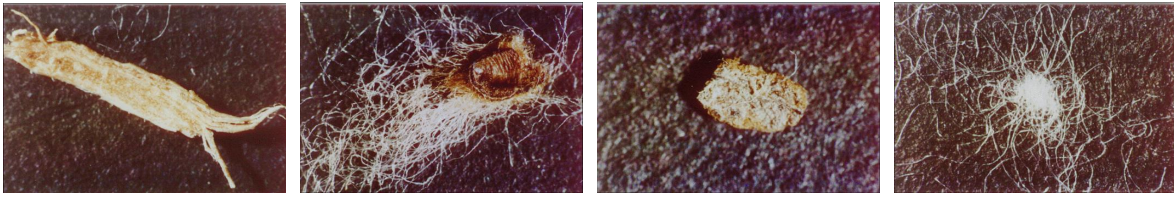


Abb. 3.1: Verschiedene Arten von Trash-Partikeln. Von links nach rechts: Stängel, Kapselteil, Steinchen, Nisse. (Fotos vom ITV, Denkendorf)

Die Bogenlänge der Öffnung entlang des Umfangs ist klein gegenüber dem Radius des Rotors. Da Teilchen, die sich aus der Baumwolle gelöst haben, sich zum Rotorumfang tangential bewegen, können sie die schmale Öffnung passieren, ohne ausgeschieden zu werden. Daher ist an dem in Rotationsrichtung hinteren Ende der Öffnung eine flache Platte am Stator befestigt, deren Kante dicht an die Garnitur heranreicht. Die Kante ist mit Krümmungsradien bis hinunter zu ca. 0.1 mm recht scharf, weshalb sie als Messer bezeichnet wird. An diesem Messer sollen die ankommenden Trash-Partikel geblockt und nach außen durch den Auswurfkanal abgeleitet werden. Rechts des Auswurfkanals befindet sich der Niederhalter, ein in radialer Richtung bewegliches Wandstück des Stators, welches eine Steuerung der Auswurfmenge sowohl von Trasteilen als auch Baumwollfasern erlaubt. Unglücklicherweise entstehen in diesem Auswurfkanalbereich häufig Luftströme aufgrund der schnellen Rotorbewegung, welche die Ausscheidung behindern. Insbesondere kann Luft zum Rotor gesaugt werden und dabei Partikel, welche bereits in den Auswurfkanal gelangt waren, wieder zurück transportieren. Je kleiner die Dichte eines Teilchens und je aerodynamisch ungünstiger es geformt ist, desto eher tritt dieser Effekt auf. Betroffen sind daher vor allem Teilchen, an denen Fasern haften, wie Kapselstücke und Nissen.

Als wesentliche Größe für die Optimierung innerhalb der Simulation wurden die Luftmassenströme (mass flow rates) im Bereich des Auswurfkanals verwendet. Hierzu wurden mehrere Ebenen definiert, welche den Bereich des Auswurfkanals zwischen Messer und Niederhalter vollständig einschlossen. Hierdurch war gewährleistet, dass der komplette Luftstrom in dieser Region erfasst wurde. Über die CFD-Software wurde die jeweilige mass flow rate durch jede Ebene bestimmt. Abb. (3.4) zeigt die Position und Bezeichnung der Ebenen.

Die durchgeführten Simulationen lassen sich in zwei Bereiche unterteilen. Zuerst wurden unter Beibehaltung der vorgegebenen Geometrie des MDTA3 die drei wesentlichen Parameter Messerradius r_m , Abstand des Niederhalters zur Garnitur h_n und der Messerwinkel α_m variiert (siehe Abb. (3.5)). Im zweiten Teil wurden verschiedene

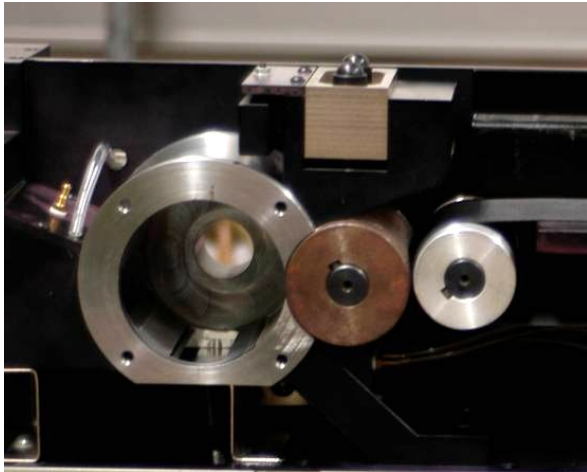


Abb. 3.2: Der Micro Dust und Trash-Analyzer MDTA 3 der Fa. Hollingsworth. Der Rotor wurde entfernt. Im links befindlichen Stator ist unten die Öffnung zum Auswurfkanal zu sehen. (Foto vom ITV, Denkendorf)

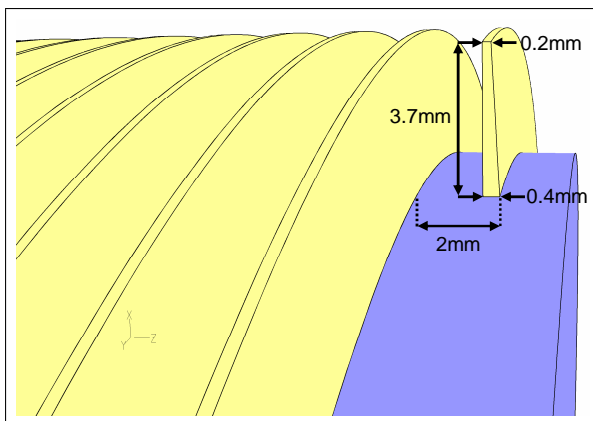


Abb. 3.3: Die Geometrie der Garnitur des MDTA3 im 3D-Modell. Die Zähne wurden nicht modelliert.

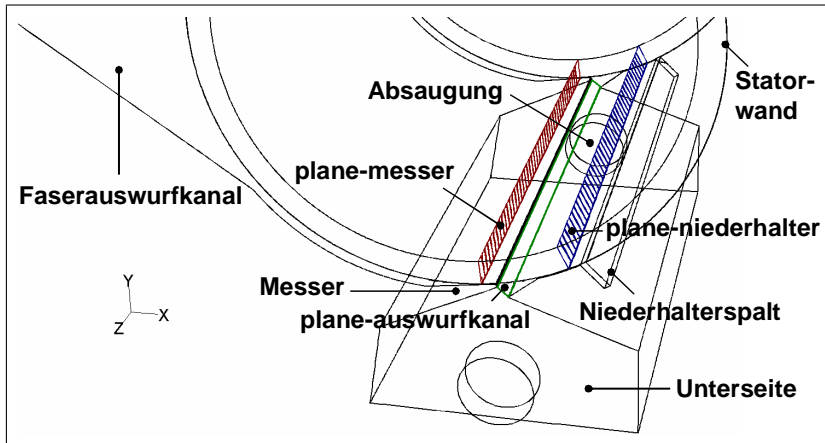


Abb. 3.4: Geometrie des MDTA3-Modells mit den Bezeichnungen der relevanten Ebenen.

Änderungen an der MDTA3-Geometrie vorgenommen und auf ihre Effizienz bzgl. der mass flow rates numerisch getestet.

Zur Validierung der Simulationen wurden PIV-Aufnahmen (Picture Image Velocimetry) angefertigt, welche ein Foto des realen Strömungsverlaufs liefern. Dazu wird eine Laserlichtquelle durch eine geeignete Optik zu einer Fläche (light sheet) aufgeweitet, welche eine Ebene innerhalb der Luftströmung beleuchtet. In die Strömung werden reflektierende Teilchen (seeds) eingebracht, welche von einer Kamera mit einem Zeitabstand von typisch $5\mu\text{s}$ durch Doppelbelichtung zweimal fotografiert werden. Aus der Verschiebung der Teilchen in den zwei Bildern kann durch Kreuzkorrelation auf die Bewegungsvektoren geschlossen werden. Abb. (3.6) zeigt eine PIV-Aufnahme und das Ergebnis der entsprechenden Simulation.

3.1.1 Parametervariationen

Die folgende Tabelle listet die Parameter des ersten Teils auf. Die Parameter der Geometrie Nr. 2 bilden den Ausgangspunkt, d.h. es wurde nur jeweils einer der Parameter variiert und die anderen Parameter auf den Werten dieser Geometrie belassen.

Jede der acht Geometrien wurde mit zwei Drehzahlen des Rotors (6000 U/min und 8000 U/min) sowie drei Stärken der Absaugung durchgeführt. Die Intensität der Absaugung wurde durch die Randbedingung einer konstanten Luftgeschwindigkeit an der hinteren Öffnung vorgegeben. Für den Fall „keine Absaugung“ wurde die Unterseite des Auswurfkanals neben der geschlossenen Variante (Randbedingung wall) auch als geöffnet (pressure inlet) definiert. Die Tab. (3.2) zeigt den Versuchsplan.

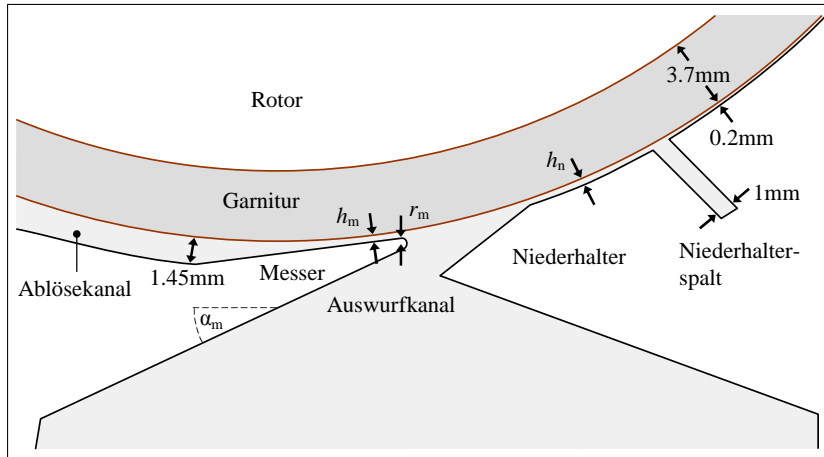
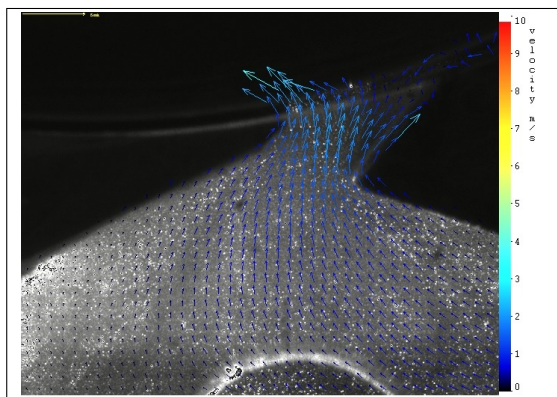
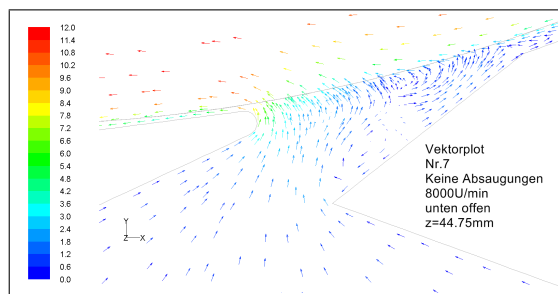


Abb. 3.5: Querschnitt durch das MDTA3-Modell durch eine Ebene mit konstantem z .



(a)



(b)

Abb. 3.6: Vergleich von PIV-Messung (a) und simuliertem Geschwindigkeitsfeld (b). (8000 U/min, Keine Absaugung, Geometrie Nr. 7; Foto vom ITV Denkendorf)

Nr.	r_m	h_n	h_m	α_m
1	0.0	0.3	0.3	25°
2 (Standard)	0.3	0.3	0.3	25°
3	0.5	0.3	0.3	25°
4	1.0	0.3	0.3	25°
6	0.3	0.2	0.3	25°
7	0.3	0.6	0.3	25°
8	0.3	0.3	0.3	18°
9	0.3	0.3	0.3	40°

Tab. 3.1: Die verwendeten Versuchsparameter. Zahlen in fett markieren die Änderung zur Standardgeometrie Nr. 2. Einheit mm.

Geom. Nr.	6000 U/min				8000 U/min			
	Unter- seite offen	Unterseite geschlossen			Unter- seite offen	Unterseite geschlossen		
		Keine Absau- gung	Keine Absau- gung	Abs. 5 m/s		Abs. 10 m/s	Keine Absau- gung	Keine Absau- gung
1	x	x	x	x	x	x	x	x
2	x	x	x	x	x	x	x	x
3	x	x	x	x	x	x	x	x
4	x	x	x	x	x	x	x	x
6	x	x	x	x	x	x	x	x
7	x	x	x	x	x	x	x	x
8	x	x	x	x	x	x	x	x
9	x	x	x	x	x	x	x	x

Tab. 3.2: Versuchsplan für die Parametervariationen.

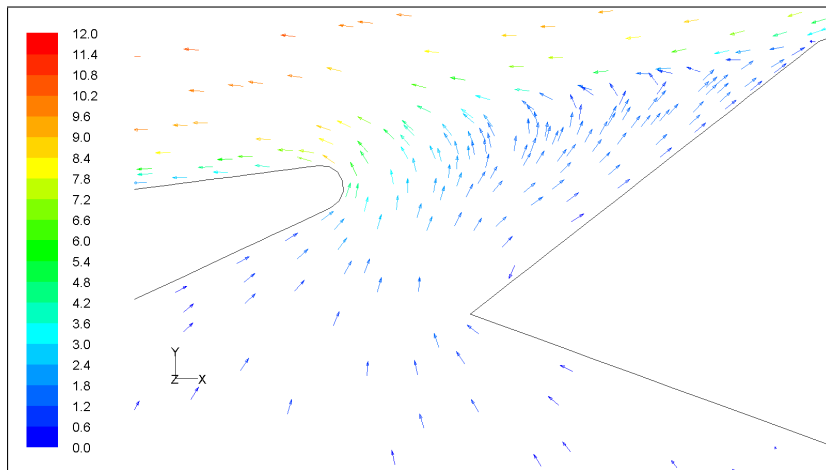


Abb. 3.7: Zustrom nach oben zum Messer über den Auswurfkanal in der Schnittebene $z = 44.75$ mm in der Geometrie Nr. 2. Werte in m/s.

In Tab. (3.3) werden die mass flow rates über die verschiedenen Ebenen aufgelistet. Es fällt auf, dass immer der Massenstrom über die Ebene „plane-messer“ größer ist als über „plane-niederhalter“. Das wird besonders deutlich in der zweitletzten Zeile, in der die relative Differenz von „plane-messer“ zu „plane-niederhalter“ angegeben ist, d.h. die Größe (plane-messer minus plane-niederhalter), geteilt durch plane-niederhalter. Diese war in den Parametervariationen grundsätzlich positiv. Man sieht, dass am Messer im Schnitt 10 % bis 15 % mehr Luft angesaugt wird als von rechts zwischen Niederhalter und Rotor zuströmt. Dieser zusätzliche Bedarf wird durch einen Zustrom von unten über den Auswurfkanal gedeckt, wie an der guten Übereinstimmung der Differenz mit der mass flow rate über die Ebene „plane-auswurfkanal“ zu erkennen ist. Dieser Strom reißt Partikel, die durch ihre Trägheit bereits in den Auswurfkanal gelangt sind, wieder zurück zur Garnitur, was die Reinigungseffizienz vermindert. Abb. (3.7) zeigt beispielhaft den Zustrom für die Geometrie Nr. 2.

3.1.2 Geometrievariationen

Im zweiten Teil der Simulationsreihen wurde die Geometrie des MDTA3 in verschiedener Hinsicht umgestaltet. Diese Änderungen betrafen die Länge des Auswurfkanals, die Breite des Niederhalters, seine Form sowie die des Messers, und die Einführung eines zweiten Spalts am Messer zusätzlich zu dem zwischen Niederhalter und Statorwand. Sie sind in der Tab. (3.4) dokumentiert und in den Abb. (3.8) bis (3.13) dargestellt.

Der zusätzlich eingeführte Spalt am Messer in den Geometrien Nr. 18 bis 21 soll die

Geometrie Nr.	r_m				h_n		α_m	
	0mm	0.3mm	0.5mm	1mm	0.2mm	0.6mm	18°	40°
	1	2	3	4	6	7	8	9
plane- auswurf- kanal	0.633	0.538	0.496	0.435	0.775	0.553	0.661	0.510
plane- messer	5.31	5.24	4.88	4.85	5.94	5.28	5.60	5.24
plane- nieder- halter	4.67	4.69	4.36	4.41	5.16	4.72	4.93	4.72
nieder- halterspalt	0.141	0.156	0.162	0.198	0.143	0.188	0.152	0.147
Unterseite	0.595	0.515	0.480	0.425	0.717	0.500	0.643	0.484
Relative Differenz								
Messer zu Niederhal- ter	+13.6 %	+11.7 %	+11.8 %	+10.0 %	+15.0 %	+11.9 %	+13.6 %	+10.8 %
Absolute Differenz	+0.637	+0.448	+0.516	+0.441	+0.775	+0.562	+0.670	+0.511

Tab. 3.3: mass flow rates der Parametervariationen über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen)

Geometrie Nr.	Beschreibung
14	Verlängerung des Auswurfkanals durch Verlängerung der linken Seite des Niederhalters von 6 mm auf 12 mm
15	Verbreiterung des Auswurfkanals durch Halbierung der Länge der Oberseite des Niederhalters
16	Vergrößerung des Winkels α_n der linken Seite des Niederhalters zur Horizontalen auf 70°
17	Verkleinerung des Winkels α_n auf 25°
18	Spalt am Messer sowie Zusammenlegung des Auswurfkanalbereichs mit dem Spalt am Niederhalter
19	Nr. 18 mit senkrecht gestalteter Messerwand
21	Nr. 18 mit keilförmiger Einschnürung des Auswurfkanal/Spaltbereichs
20	Nr. 18 mit senkrecht gestalteter Messerwand und keilförmiger Einschnürung des Auswurfkanals/Spaltbereichs
13	Spalt am Messer mit Breite 1.67 mm und Spalt am Niederhalter mit Breite 2 mm
22	Spalt am Messer mit Breite 5.6 mm und Spalt am Niederhalter mit Breite 2 mm
23	Spalt am Messer mit Breite 1.67 mm und Spalt am Niederhalter mit Breite 4 mm
24	Spalt am Messer mit Breite 5.6 mm und Spalt am Niederhalter mit Breite 4 mm
25	Spalt am Messer mit Breite 5.6 mm und Spalt am Niederhalter mit Breite 2 mm; Verengter Auswurfkanal

Tab. 3.4: Übersicht über die simulierten Geometrievariationen.

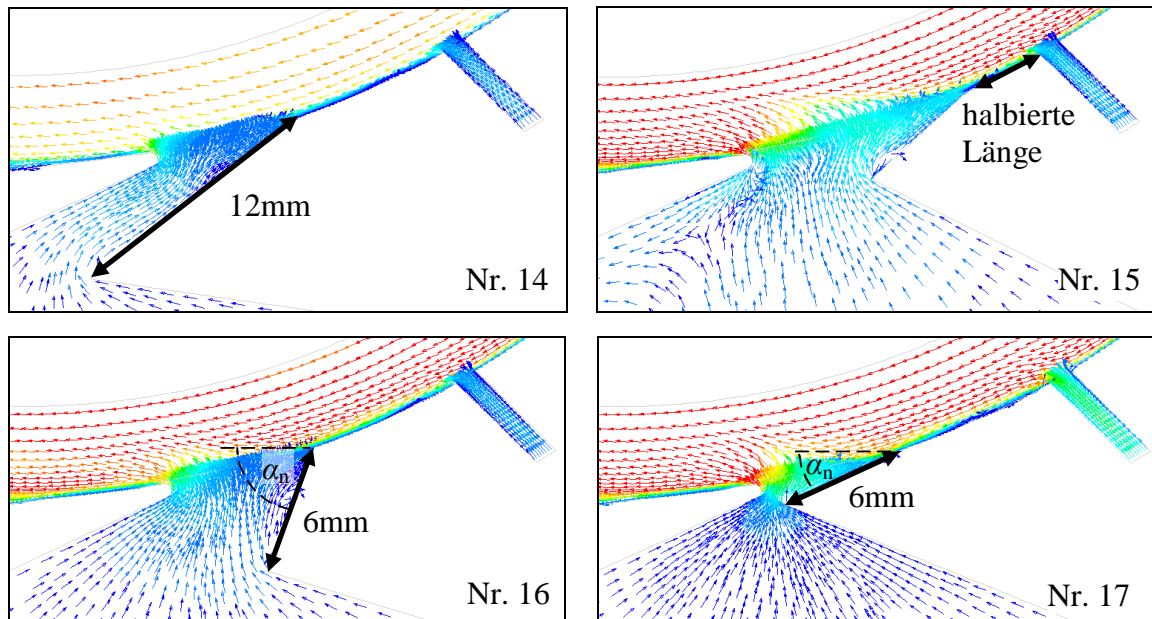


Abb. 3.8: Die Geometrien Nr. 14 bis 17. *links oben*: auf 12mm verlängerter Auswurfkanal. *rechts oben*: Niederhalter mit halbierten Länge. *links unten*: auf $\alpha_n = 70^\circ$ vergrößerter Niederhalterwinkel. *rechts unten*: auf $\alpha_n = 18^\circ$ verkleinerter Niederhalterwinkel.

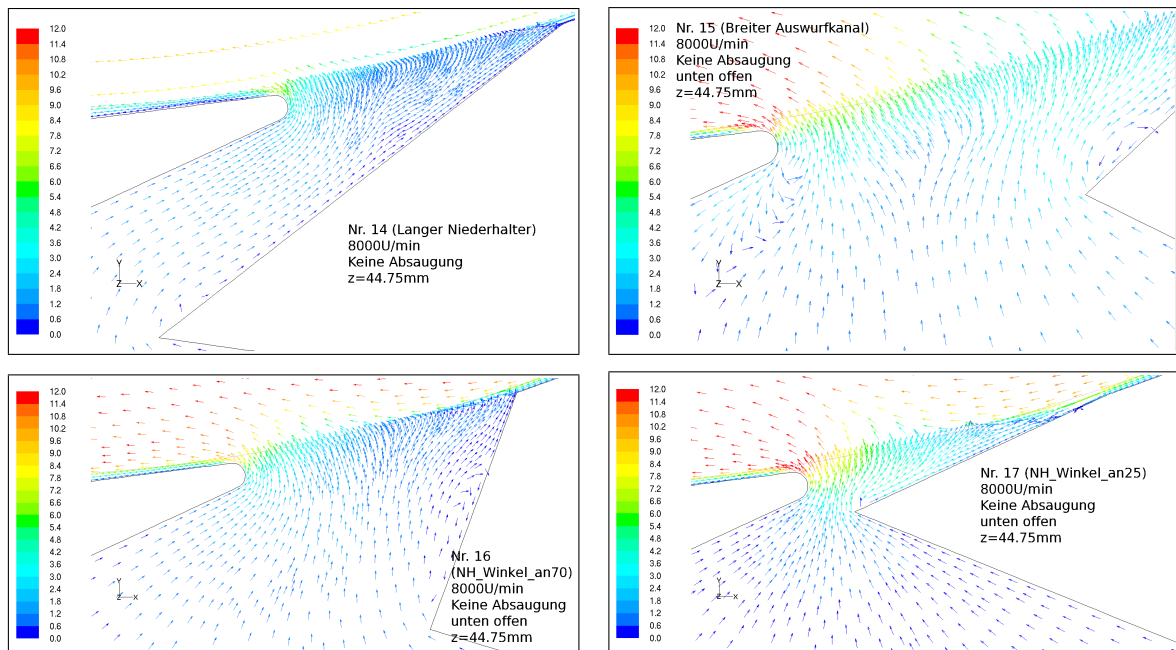


Abb. 3.9: Detailansicht des Vektorplots im Auswurfkanal der Geometrien Nr. 14 bis 17. (Einheit m/s.)

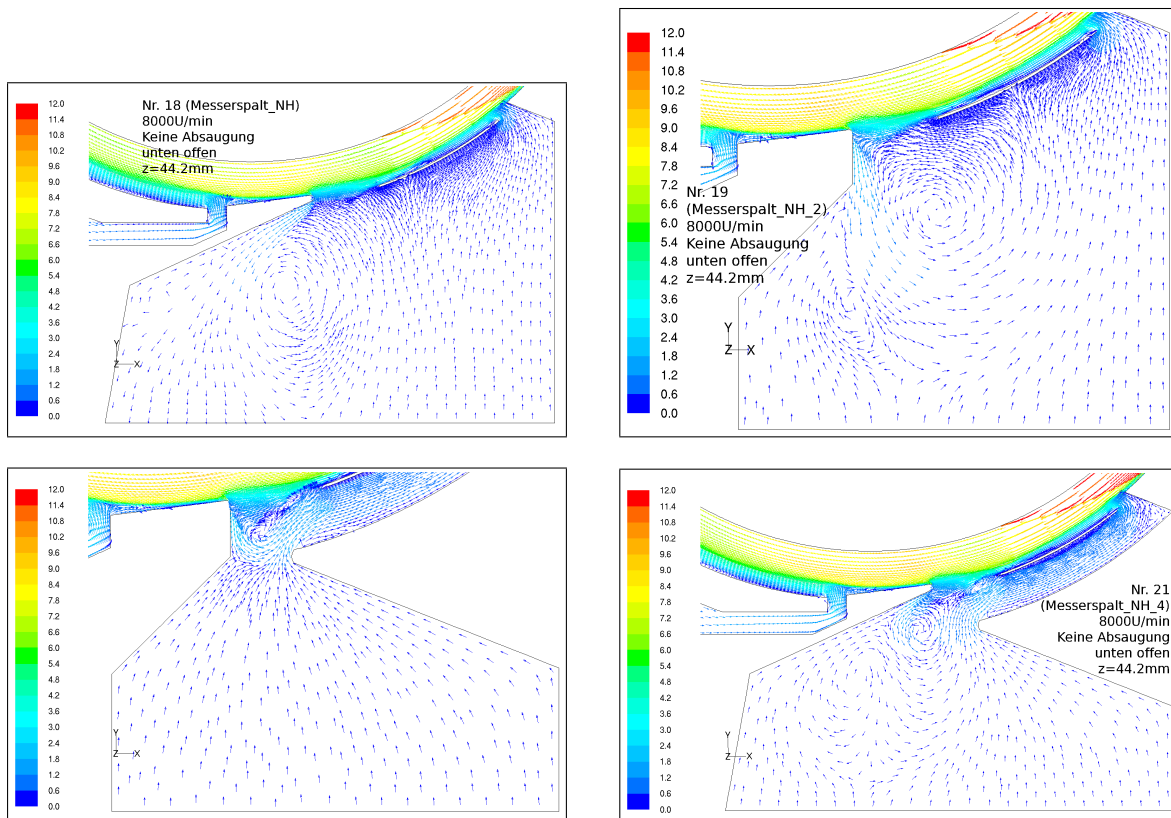


Abb. 3.10: Die Geometrien Nr. 18 bis 21 mit miteinander verbundenem Auswurfkanal und Niederhalterspalt. *links oben:* Standard-Messergeometrie. *rechts oben:* senkrechte Messerwand. *links unten:* senkrechte Messerwand und keilförmige Einschnürung des Auswurfkanals/Spaltbereichs. *rechts unten:* Standard-Messergeometrie und keilförmige Einschnürung des Auswurfkanals/Spaltbereichs.

Ansaugung von Luft über den Auswurfkanal zum Messer vermindern, indem er einen alternativen Weg für die Luftzufuhr bereitstellt. Die Ansaugung über das Messer rührt vermutlich daher, dass sich links vom Messer zwischen Stator und Rotor ein größerer Abstand befindet. Dieser wird benötigt, damit sich die Baumwolle von der Garnitur ablösen kann, so dass sie bei Erreichen des Faserkanals durch diesen abgeführt werden kann. Durch die extreme Breite dieses Abstands wird hier über die Rotorbewegung eine entsprechend große Menge Luft in Bewegung versetzt. Der sich dadurch ergebende Massenstrom vom Auswurfkanal weg kann nicht alleine durch den Zustrom zwischen Niederhalter und Rotor ersetzt werden, so dass der Auswurfkanal als zusätzliche Zufuhr fungiert. Ein separater, vom Auswurfkanal getrennter Zugang zu diesem verbreiterten Bereich kann eine Entlastung bringen.

Mit den Geometrien 13 und 22 bis 24 wurden Auswurfkanal und Niederhalterspalt wieder getrennt und die Auswirkung des Messerspalts separat untersucht. Dazu wurde dessen Breite sowie die des Niederhalterspalts jeweils in zwei Größen ausgeführt und die sich ergebenden vier Kombinationen simuliert. Aus Platzgründen musste für die große Messerspaltbreite (5.6 mm) auch der Messerwinkel α von 25° auf 40° vergrößert werden. Die Geometrie Nr. 25 weist zusätzlich einen verengten Auswurfkanal auf.

3.1.3 Variation des Niederhalters

Die Tab. (3.5) zeigt die erzielten mass flow rates für die Geometrien 14 bis 17. Man erkennt auch hier, dass der relative Zustrom am Messer unverändert um die 10% beträgt. Einzig die Geometrie Nr. 17 zeigt mit 5.3% eine nennenswerte Verringerung. Dies könnte allerdings auch durch die Verengung des Auswurfkanals bedingt sein, welche sich als Nebeneffekt durch den kleinen Winkel $\alpha_n = 25^\circ$ ergibt. Durch diese Verengung wird der Zustrom nach oben zum Messer gehemmt.

3.1.4 Zusammenlegung von Auswurfkanal und Niederhalterspalt

Die Tab. (3.6) fasst die Ergebnisse der Geometrien Nr. 18 bis 21 zusammen. Der Grund für die Zusammenlegung von Auswurfkanal und Niederhalterspalt in diesen Geometrien war der Versuch, einen Wirbel um den Niederhalter zu schaffen derart, dass die zwischen Messer und Niederhalter nach unten strömende Luft rechts vom Spalt wieder nach oben gesaugt wird. Solch eine Kreisströmung könnte einen ähnlichen Effekt wie die Rotation der Auflösewalze ein Wegschleudern der Partikel bewirken. Leider

	Nr. 14	Nr. 15	Nr. 16	Nr. 17
	Langer NH	Breiter AKanal	$\alpha_n = 70^\circ$	$\alpha_n = 25^\circ$
plane-auswurfkanal	0.368	0.86	0.684	0.326
plane-messer	4.5	6.35	5.65	6.17
plane-niederhalter	4.13	5.51	4.97	5.86
niederhalterspalt	0.105	0.149	0.107	0.423
Unterseite	0.349	0.747	0.643	0.285
Relative Differenz	8.86 %	15.1 %	13.7 %	5.33 %
Absol. Differenz	+0.366	+0.832	+0.680	+0.312

Tab. 3.5: mass flow rates der Geometrien Nr. 14 bis 17 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)

konnte der gewünschte Strömungsverlauf in keiner der vier Variationen erreicht werden. Andererseits wurden hier erstmals negative Werte für die Differenz der mass flow rates von Messer zu Niederhalter erzielt. Dies ist aller Wahrscheinlichkeit nach auf den zusätzlichen Messerspalt zurückzuführen, wie man aus den im nächsten Abschnitt beschriebenen Simulationen schließen kann.

3.1.5 Untersuchung des Spalts am Messer

Die Einführung des Messerspals zur Vermeidung der Luftansaugung über den Auswurfkanal hat in den oben genannten Simulationen schon Erfolg versprechende Ansätze gezeigt. Daher wurde die Wirksamkeit dieser Maßnahme in den Geometrien Nr. 13 und 22 bis 25 untersucht (siehe Abb. (3.12)). Da die vorherigen Simulationen kein zufriedenstellendes Ergebnis zeigten, wurden Auswurfkanal und Niederhalterspalt wieder getrennt. Der Niederhalter wurde sehr flach, ähnlich einem Blech, gestaltet. Die Dicke der Spitze betrug 0.2 mm. Dadurch wurde der Auswurfkanal eliminiert. Die Überlegung war dabei, dass die Rotorbewegung sich so besser auf die Luft unterhalb des Niederhalters übertragen und einen zusätzlichen Luftstrom von rechts nach links erzeugen konnte. Hierdurch sollte im Falle einer Ansaugung zum Messer die vertikale Luftbewegung verhindert und durch eine horizontal orientierte ersetzt werden. Wie die Tab. (3.7) zeigt, werden mit der größeren Messerspaltbreite (5.6 mm) relative mass flow rates von ca. -6% bis -8% erreicht (Nr. 22 und 24). Bei kleinem Messerspalt (Nr. 13 und 23) liegen die Werte bei um die 0% . Auch dies ist schon ein Erfolg gegenüber den

	Nr. 18	Nr. 19	Nr. 20	Nr. 21
	NH-Spalt	Senkrechtes Messer	Senkrecht + Keil	Keil
messerspalt	0.241	0.308	0.322	0.316
plane-auswurfkanal	0.0811	0.113	0.134	0.111
plane-messer	3.58	3.81	3.79	3.80
plane-niederhalter	3.66	3.93	3.92	3.92
Unterseite	0.160	0.191	0.161	0.161
Relative Differenz	-2.09 %	-2.95 %	-3.37 %	-3.11 %
Absolute Differenz	-0.0764	-0.116	-0.132	-0.122

Tab. 3.6: mass flow rates der Geometrien Nr. 18 bis 21 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)

Geometrien Nr. 1 bis 9, wo der Wert um die +10 % lag. Die Vergrößerung des Niederhalterspalt auf 4 mm bei konstantem Messerspalt (Nr. 23 zu 13 bzw. 24 zu 22) brachte dagegen sogar jeweils etwas schlechtere Werte als für 2 mm. Diese leicht gegenläufige Tendenz lässt sich nicht schlüssig erklären, sie zeigt aber, dass sich die Effizienz der Apparatur mit einer Verbreiterung auf mehr als 2 mm zumindest nicht mehr verbessern lässt. Wesentlich ist dagegen die Einführung des zweiten Spalts am Messer. Abb. (3.11) zeigt den Bereich des Auswurfkanals zwischen Messer und Niederhalter für die effizienteste Geometrie Nr. 22. Man erkennt einen nach unten gerichteten Luftstrom am Messer, der aufgrund des Überschusses entsteht, der vom Niederhalter geliefert wird und nicht über dem Messer aufgenommen wird, im Gegensatz zur Situation in der Standardgeometrie Nr. 2, Abb. (3.7).

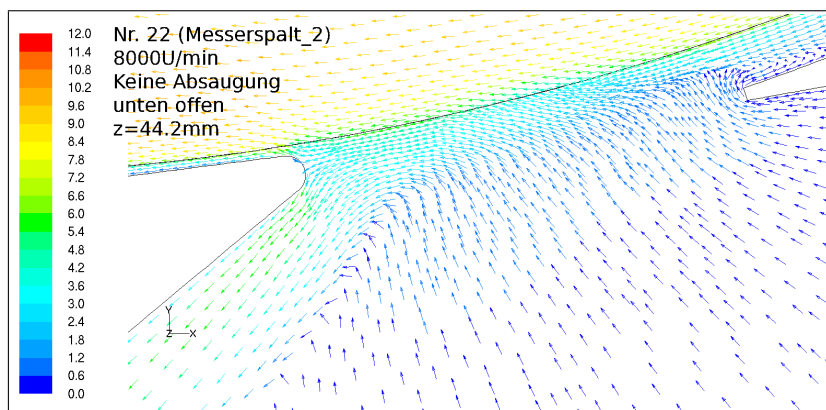


Abb. 3.11: Nach unten gerichtete Strömung am Messer in der Geometrie Nr. 22.

	Nr. 13	Nr. 22	Nr. 23	Nr. 24	Nr. 25
Breite Messerspalt in mm	1.67	5.6	1.67	5.6	5.6
Breite Niederhalterspalt in mm	2	2	4	4	2
Messerspalt	0.194	0.751	0.397	0.693	0.950
plane-auswurfkanal	0.0589	0.348	0.0638	0.245	0.806
plane-messer	3.35	4.07	4.45	4.15	3.81
plane-niederhalter	3.41	4.43	4.40	4.40	4.62
niederhalterspalt	0.239	0.337	0.328	0.324	0.523
Unterseite	-0.0871	-0.448	-0.0178	0.345	-0.803
Relative Differenz	-1.70 %	-7.97 %	+1.06 %	-5.83 %	-17.4 %
Absolute Differenz	-0.058	-0.353	+0.0465	-0.257	-0.804

Tab. 3.7: mass flow rates der Geometrien Nr. 13 und 22 bis 25 über die verschiedenen Ebenen in g/s. (8000 U/min, keine Absaugung, Unterseite offen.)

Wie in Abb. (3.12) zu sehen ist, erstreckt sich der abwärts gerichtete Strom entlang des Messers über eine Breite, die nur einen kleinen Teil des Zwischenraums von Messer und Niederhalter ausmacht. Über den restlichen Bereich wird Luft nach oben gesaugt, auch nach rechts über das linke Ende des Niederhalters. Um diese Strömung zu unterbinden, wurde eine weitere Geometrie Nr. 25 definiert, in welcher eine Wand von der linken Niederhalterspitze nach unten gezogen wurde, so dass ein schmaler Auswurfkanal entsteht. Wie Tab. (3.7) zeigt, wird über dem Messer jetzt 17.4 % weniger Luft angesaugt als über den Niederhalter geliefert wird. Der Überschuss strömt nach unten über den Auswurfkanal ab. Die Abb. (3.13) zeigt die Geometrie und den Strömungsverlauf.

3.1.6 Aktive Luftzufuhr am Messer- und Niederhalterspalt

Die zusätzlichen Spalte am Messer und am Niederhalter haben sich als wirkungsvolle Maßnahme erwiesen, die Ansaugung über den Auswurfkanal zum Messer zu reduzieren oder sogar umzukehren. Um die Wirkung zu erhöhen, wurde in der Simulation an jeweils einem der Spalte der Geometrie Nr. 25 zusätzlich Luft eingeblasen. Dies wurde erreicht, indem über den Einlassquerschnitt des Spalts zusätzlich zum Umgebungsdruck eine Geschwindigkeit für die einströmende Luft vorgegeben wurde, welche das Doppelte oder Vierfache derjenigen betrug, die sich in den bisherigen Simulationen eingestellt hatte. Letztere lag am Eingang des Messerspalts bei ca. $v_m = 0.70 \text{ m/s}$. Daher wurden hier einmal 1.5 m/s und einmal 3 m/s vorgegeben. Am Niederhalterspalt war die passiv

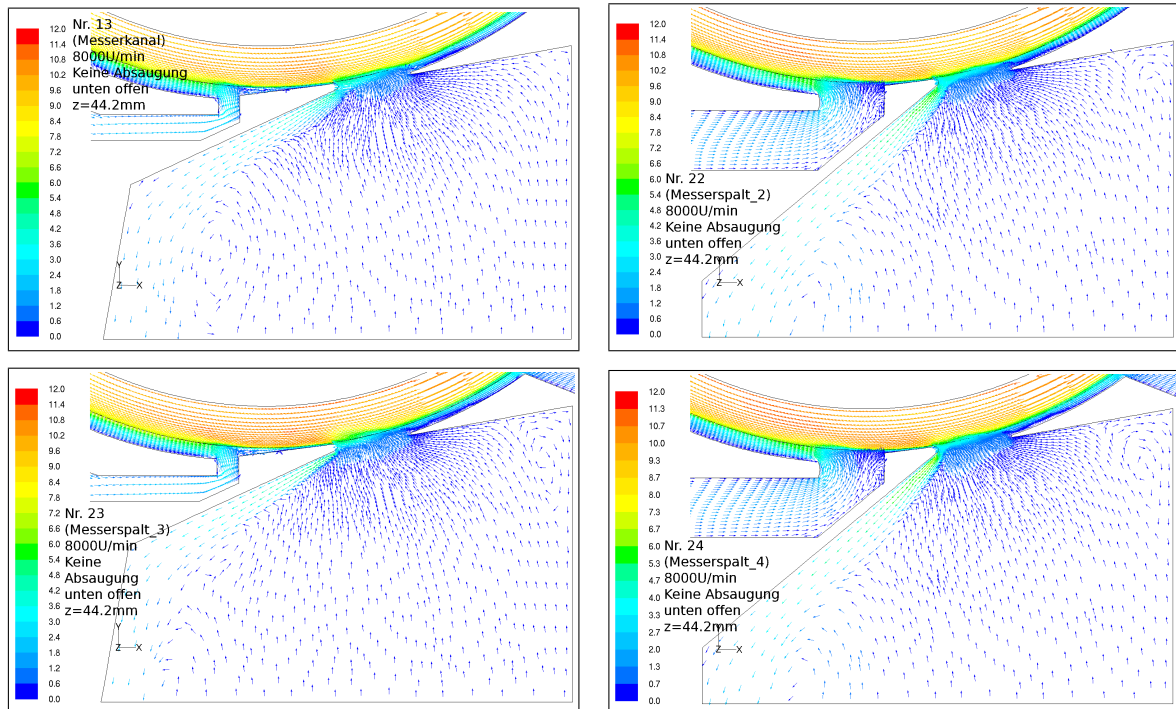


Abb. 3.12: Vektorplot im Auswurfkanal der Geometrien Nr. 13 und 22 bis 24. (Einheit m/s.)

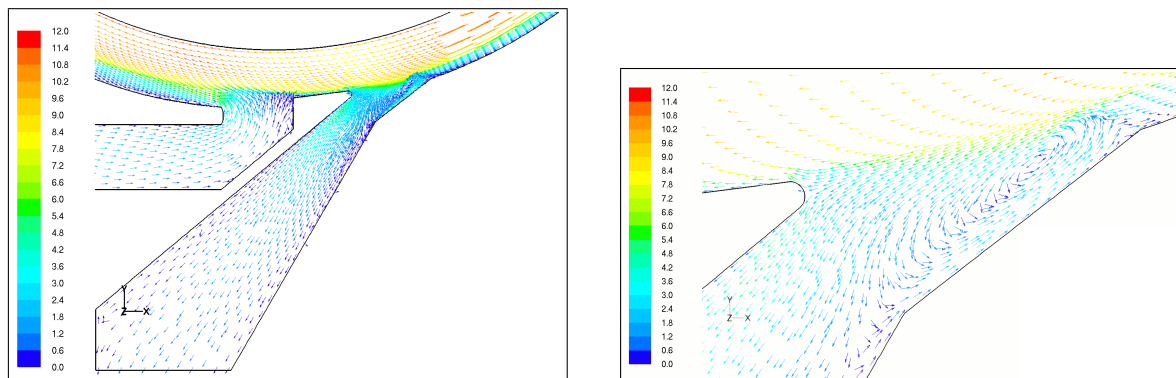


Abb. 3.13: Geometrie und Vektorplot der Geometrie Nr. 25. *links:* Ansicht des Messerspalt, Auswurfkanals und Niederhalters. *rechts:* Detailansicht des Vektorplots im Auswurfkanal. (Einheit m/s.)

erreichte Geschwindigkeit ca. 2.5 m/s, also wurden $v_n = 5$ m/s oder 10 m/s vorgegeben.

Tab. (3.8) zeigt die mass flow rates über die bekannten Ebenen für den passiven und die zwei erzwungenen Zuströme am Messerspalt. Der Einlass des Niederhalterspalts wurde in diesen zwei Simulationen als Wand definiert. Bei normaler Definition als pressure inlet strömt hier Luft aus, der Spalt hat also keine Funktion mehr als zusätzliche Luftzufuhr. Durch die Abdichtung des Niederhalterspalts kann diese Strömung über den Auswurfkanal gelenkt und so die Effizienz verbessert werden.

Die Tabelle zeigt, dass sich der über den Auswurfkanal abgeschiedene Luftstrom proportional zu v_m verhält. Er beträgt für $v_m = 0.73$ m/s, 1.5 m/s bzw. 3 m/s 0.805 g/s, 1.68 g/s bzw. 3.37 g/s. Analog dazu steigt die Massenstromdifferenz am Messer („plane-messer“) relativ zum Wert „plane-niederhalter“ von -17% über -41% auf -87% . Die aktive Luftzufuhr am Messerspalt ist also aus Sicht der Simulation wirkungsvoll. Der absolute Massenstrom am Niederhalter verringert sich dabei von 4.63 g/s auf 3.89 g/s, der des Messers von 3.82 g/s auf 0.518 g/s. Die zusätzliche Luftzufuhr am Messerspalt bremst also insgesamt die Luftbewegung im Bereich des Auswurfkanals. Da die Luft, die über den Niederhalter nach links strömt, neben dem Weg über das Messer auch über den Auswurfkanal abströmen kann, wird sie weniger gehemmt als der Strom über das Messer, der gegen die vom Messerspalt kommende Strömung anlaufen muss. Dies führt zu dem erwähnten verbesserten Verhältnis der Massenströme.

Ebenfalls in Tab. (3.8) sieht man die Auswirkung der erzwungenen Luftzufuhr am Niederhalterspalt. Hier fällt auf, dass für $v_n = 5$ m/s die relative Massenstromdifferenz nur -10.7% beträgt im Vergleich zum Standardwert von -17.4% . Erst für $v_n = 10$ m/s wird mit -18.2% wieder das ursprüngliche Niveau erreicht. Für $v_n = 5$ m/s strömt über das Messer $4.43 - 3.82 = 0.61$ g/s mehr Luft als im passiven Fall. Vom Niederhalter strömen aber nur $4.97 - 4.63 = 0.34$ g/s mehr. Entsprechend liegt der Strom über den Auswurfkanal um $0.532 - 0.805 = -0.273$ g/s niedriger. Es scheint, als würde die zusätzliche Luft vom Niederhalterspalt im Wesentlichen zum Messer strömen und einen Teil des vom Messerspalt kommenden Stroms ersetzen. Dieser sinkt nämlich von 0.959 g/s über 0.532 g/s auf 0.443 g/s mit steigendem v_n .

3.1.7 Verengter Ablösekanal

Ein zentrales Problem der hier betrachteten Apparatur ist die erhöhte Ansaugung von Luft über das Messer in den Ablösekanal. Dies wird sehr wahrscheinlich durch die im Vergleich zum normalen Stator-Rotor-Abstand von 0.2 mm erweiterte Breite des

	$v_m \approx 0.70$ $v_n \approx 2.5$	$v_m = 1.5$	$v_m = 3$	$v_n = 5$	$v_n = 10$
messerspalt	0.959	2.05	4.1	0.532	0.443
plane-auswurfkanal	0.805	1.68	3.37	0.532	1.08
plane-messer	3.82	2.37	0.518	4.43	4.86
plane-niederhalter	4.63	4.05	3.89	4.97	5.94
plane-stator-rotor	4.09	4.05	3.89	3.88	3.76
niederhalterspalt	0.533	0	0	1.09	2.18
Unterseite	-0.805	-1.68	-3.37	-0.533	-1.08
Relative Differenz	-17.4 %	-41.4 %	-86.7 %	-10.7 %	-18.2 %
Absolute Differenz	-0.806	-1.68	-3.37	-0.533	-1.08

Tab. 3.8: mass flow rates in g/s in der Geometrie Nr. 25 für verschiedene vorgegebene Einströmgeschwindigkeiten v_m am Messerspalt bzw. v_n am Niederhalterspalt in m/s. Die erste Spalte zeigt die bisherige Variante mit passiver Luftzufuhr.

Ablösekanals von 1.44 mm direkt hinter dem Messer bis 1.66 mm am Übergang zum Faserauswurfkanal hervorgerufen. In diesem vergrößerten Bereich wird durch die Rotorbewegung ein größeres Volumen in Bewegung gesetzt, es entsteht ein größerer Volumenstrom als in dem schmalen Zwischenraum rechts des Auswurfkanals. Hierdurch wird am Messer mehr Luft nach links abtransportiert als von rechts nachströmt und es entsteht ein wachsender Unterdruck. Durch diesen verstärkt sich der Volumenstrom rechts, gleichzeitig wird derjenige im Ablösekanal abgeschwächt. Zusätzlich entsteht auch ein Volumenstrom im Auswurfkanal, der zum Unterdruckbereich am Messer hin gerichtet ist. Der Unterdruck wird so groß, dass sich die drei Volumenströme aufheben und ein stationärer Zustand erreicht wird. Abb. (3.15) zeigt das Auftreten des Unterdrucks über dem Messer in den Geometrien Nr. 2 und Nr. 26. In letzterer ist ein etwas niedrigerer Unterdruck zu bemerken, der etwa 10 Pa höher liegt.

Zur Vermeidung des Unterdrucks und des damit verbundenen Stroms im Auswurfkanal können zusätzliche Kanäle geschaffen werden als Bypass zum Auswurfkanal, oder der vergrößerte Volumenstrom des Ablösekanals reduziert werden. Da dieser Kanal die Ablösung der Baumwolle von der Garnitur einleitet, kann nicht vollständig auf ihn verzichtet werden. Als Kompromiss wurde daher in einer Simulation getestet, inwieweit eine teilweise Verengung Sinn macht. Der Abstand des Messers zur Garnitur wurde

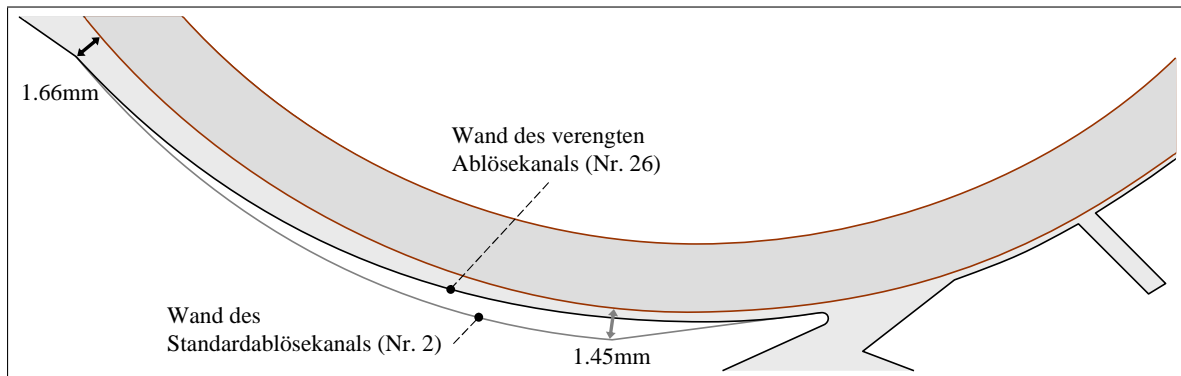


Abb. 3.14: Querschnitt durch die Ebene $z = 44.75$ mm der Geometrie Nr. 26 mit verengtem Ablösekanal. Zum Vergleich ist der Umriss des Ablösekanals der Standardgeometrie Nr. 2 mit eingezeichnet.

durch eine gekrümmte Form konstant auf 0.3 mm gehalten. Hinter dem Messer erweitert sich der neue Kanal allmählich auf 1.66 mm zum Faserauswurfkanal hin, wie Abb. (3.14) zeigt.

Wie in Tab. (3.9) ersichtlich, brachte die Verengung des Ablösekanals keine wesentliche Verbesserung bezüglich des relativen Massenstroms am Messer. Im Vergleich zum Standardfall werden nach wie vor gut 10 % mehr Luft am Messer aufgenommen als vom Niederhalter geliefert wird. Die absoluten Massenströme für die Ebenen „plane-auswurfkanal“, „plane-messer“ und „plane-niederhalter“ liegen in der Geometrie Nr. 26 um ca. 3 % bis 10 % niedriger als die entsprechenden Werte von Nr. 2. Dies deutet darauf hin, dass durch den verengten Ablösekanal tatsächlich dessen Sogwirkung verringert wird. Da diese natürlich nicht selektiv wirkt, vermindert sich sowohl der Zustrom von Seiten des Niederhalters als auch der vom Auswurfkanal. Die Relationen ändern sich aber nur geringfügig; Es ergab sich eine leichte Senkung des relativen Massenstroms von Messer zu Niederhalter von 11.7 % auf 10.5 %.

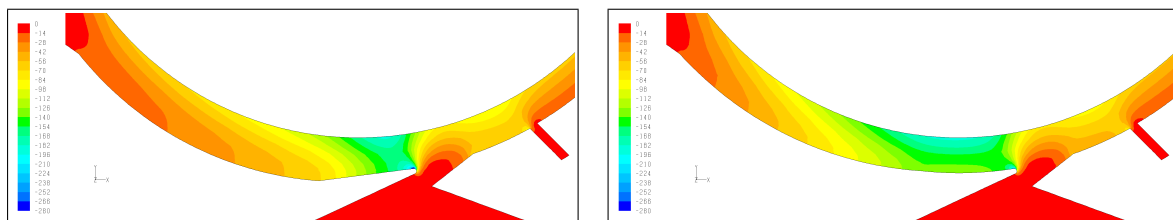


Abb. 3.15: Druckverteilung in den Geometrien Nr. 2 (links) und Nr. 26. Der sich über dem Messer bildende Unterdruck liegt in der Geometrie Nr. 26 etwa 10 Pa höher. (Druck relativ zum Umgebungsdruck von 101 325 Pa.)

	Nr. 2	Nr. 26
plane-auswurfkanal	0.755	0.678
plane-messer	7.46	7.15
plane-niederhalter	6.67	6.47
spalt	0.340	0.318
Unterseite	0.735	0.633
Relative Differenz	11.7 %	10.5 %
Absolute Differenz	+0.784	+0.677

Tab. 3.9: mass flow rates der Geometrie Nr. 26 mit verengtem Ablösekanal im Vergleich mit der Standardgeometrie Nr. 2. (Einheit g/s)

3.1.8 Partikelsimulation

Ergänzend zu der reinen Strömungssimulation wurden mit Hilfe der CFD-Software Simulationen der Bewegung fester Teilchen durchgeführt. Hierzu wurde ein kugelförmiges Teilchen definiert mit der Dichte von 10 kg/m^3 und dem Radius 0.15 mm . Es ist mit der verwendeten FLUENT-Software nicht möglich, die komplexen aerodynamischen Eigenschaften von Teilchen mit anhaftenden Baumwollfasern zu simulieren, wie sie im hier betrachteten Problem vorkommen. Dies wird versuchsweise kompensiert durch die Wahl einer geringen Dichte, durch welche die Reaktion des Teilchens auf die wirkenden Strömungskräfte verstärkt wird. Die Abb. (3.16) zeigt die Trajektorien dieses hypothetischen Teilchens in der Geometrie Nr. 2 und Nr. 25. Dem Partikel wurde ein Betrag der Startgeschwindigkeit von 33.3 m/s gegeben, welche der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors bei 8000 U/min entspricht. Die Anfangsrichtung war um 32.7° zur negativen x -Richtung gegen den Uhrzeigersinn gedreht. Damit bewegte sich das Partikel nicht ausschließlich tangential zum Rotor, sondern hatte auch eine radial nach außen zeigende Komponente. Man sieht, wie in der Geometrie Nr. 2 mit aufsteigendem Luftstrom am Messer das Teilchen zunächst in den Auswurfkanal gelangt, an der Messerspitze aber dann von der Luft wieder nach oben transportiert und in den Rotorbereich zurückgeführt wird. In der Geometrie Nr. 25 hingegen wird das Teilchen tatsächlich vom Rotorluftstrom abgetrennt und durchläuft den kompletten Auswurfkanal.

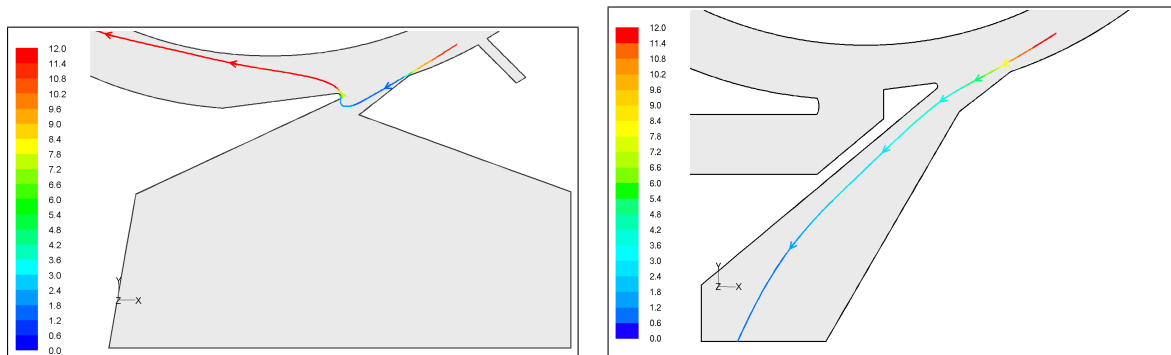


Abb. 3.16: Partikeltrajektorie in den Geometrien Nr. 2 (links) und Nr. 25. Der aufwärts gerichtete Luftstrom am Messer in der Geometrie Nr. 2 saugt das aus dem Rotorbereich ausgetretene Partikel zurück zum Messer. Der abwärts gerichtete Luftstrom in der Geometrie Nr. 25 ermöglicht die Ausscheidung des Partikels. (Partikeldaten: Startposition (17.5, -35, 44.75) in mm; Startgeschwindigkeit (-28, -18, 0) in m/s; Radius 0.15 mm; Dichte 10 kg/m³)

3.1.9 Zusammenfassung

Die Untersuchung von Baumwollreinigungsmaschinen wurde in zwei Abschnitten vorgenommen. Zunächst wurden unter Beibehaltung der üblichen Geometrie die Parameter Messerradius, Messerwinkel und Niederhalterabstand variiert. Dazu kam die Variation der Rotordrehzahl und der Absauggeschwindigkeit. Als Maßstab für die Beurteilung wurden die Massenströme im Bereich des Auswurfkanals herangezogen. Ziel war die Herstellung eines nach unten gerichteten Luftstroms durch den Auswurfkanal. Dazu muss die rotierende Walze über dem Niederhalter einen größeren Luftstrom erzeugen als über dem Messer. Dies sollte durch einen größeren Abstand h_n des Niederhalters zur Garnitur möglich sein, da die Luft über einen größeren Querschnitt bewegt wird und ein größerer Volumenstrom zum Auswurfkanal entsteht. Wie Tab. (3.3) allerdings zeigt, bleibt die relative Differenz von 11.9% des Massenstroms am Messer zu dem am Niederhalter in der Geometrie Nr. 7 praktisch gleich demjenigen der Standardgeometrie Nr. 2 mit 11.7%. Umgekehrt zeigt die Verkleinerung von h_n in der Geometrie Nr. 6 eine Verschlechterung auf 15.0%. Scheinbar ist mit dem Wert $h_n = 0.3$ mm der Standardgeometrie Nr. 2 schon das Optimum erreicht.

Betreffs der Variation des Messerradius r_m in den Geometrien Nr 1 bis 4 ist eine Tendenz zu kleineren relativen Differenzen mit steigendem Radius zu erkennen. Dies kann aber auch auf den kleiner werdenden Abstand zwischen Messer und Niederhalter zurückgeführt werden. Dieser führt zu einem erhöhten Strömungswiderstand im Auswurfkanal, wodurch der Zustrom durch diesen zum Messer gehemmt wird.

Im zweiten Abschnitt wurden alternative Geometrien getestet. Hier wurde ebenfalls versucht, eine negative Differenz des Stroms über dem Messer zu demjenigen über dem Niederhalter zu erzielen. Eine erfolgreiche Maßnahme war die Einführung eines Spalts links vom Messer. Hierdurch konnte die saugende Wirkung der Walze auf den Auswurfkanal vermindert werden. Grund für die Ansaugung ist der breite Ablösekanal, der aufgrund seines Querschnitts einen Volumenstrom erzeugt, welcher durch den Zustrom von Seiten des Niederhalters nicht kompensiert wird. Wie die relativen Massenströme der Geometrien Nr. 22, 24 und 25 von -5.8% bis -17.4% zeigen, wird für eine Messerspaltbreite von 5.6 mm ein deutlicher Effekt erzielt.

Keine wesentliche Verbesserung ergab die Verengung des Ablösekanals. Grund ist vermutlich die nur teilweise Verengung im Bereich direkt am Messer. An seinem linken Ende erweitert sich der Kanal nach wie vor auf einen Abstand zur Garnitur von 1.66 mm, um die Funktion des Kanals weiterhin zu gewährleisten.

3.2 Untersuchung der Luftströmung in einem Spannrahmentrockner

3.2.1 zweidimensionales Modell

Zu Beginn war das Ziel, ein vereinfachtes, zweidimensionales ComputermodeLL eines Spannrahmenabschnitts zu entwerfen. Hiermit sollten erste Erfahrungen bezüglich der Computersimulation von Trocknungsprozessen gesammelt werden. Außerdem lassen sich in einem kleinen Modell neue Aspekte der physikalischen Modellierung des Prozesses, wie Verdunstungsvorgänge, besser implementieren und testen, bevor sie auf das realistischere 3D-Modell übertragen werden.

Die Abb. (3.17) zeigt die Geometrie und die Vernetzung des zweidimensionalen Modells. Die Länge in x -Richtung beträgt 3 m, die Höhe 1 m. Das Modell enthält eine einzelne Düsenöffnung auf der Position $x = 1.5$ m. Auf mittlerer Höhe bei $y = 0.5$ m liegt die Textilebene mit einer Textildicke von 1 mm. Der vom Textil ausgefüllte Bereich wird als porös angenommen. Die Luft füllt also auch diesen Bereich aus, lediglich ihre Bewegung wird eingeschränkt. Die zur Beschreibung der Porosität wesentlichen Parameter sind der relative Volumenanteil der Luft sowie der viskose Widerstand. Letzterer entsteht durch die Nähe der Luft zur inneren Textiloberfläche, welche die Geschwindigkeit der direkt an sie angrenzenden Luftteilchen auf Null bringt. Aufgrund der Viskosität der Luft hemmt dies auch die Bewegung der Teilchen in den Poren. Diese und weitere Details sind der Abb. (3.18) und der Tab. (3.10) zu entnehmen.

Geometrie und Vernetzung des Modells wurden mit der Software GAMBIT vorgenommen. Der von der Luft erfüllte Bereich wurde in ca. 9000 viereckige Zellen unterteilt. In den Bereichen unter der Düse und an den seitlichen Öffnungen, an denen das Textil in den Spannrahmen ein- bzw. austritt, wurde das Netz engmaschiger definiert, um die hier zu erwartenden hohen Luftgeschwindigkeitsgradienten darstellen zu können.

Die Abb. (3.19) zeigt den Strömungsverlauf als Vektorplot. Die vergleichsweise hohe Geschwindigkeit von 40 m/s am Düsenaustritt verringert sich nach der Umlenkung am Textil schnell, wie Abb. (3.20) zeigt. Der Düsenstrahl mit seinem anfänglichem Durchmesser von $d_D = 1$ cm wird am Textil in zwei horizontale Teile aufgespaltet, die sich schon nach wenigen Zentimetern auf ca. 3 cm erweitern. Der Düsenstrahl reißt angrenzende Luft aufgrund deren Viskosität mit, was einer Impulsdiffusion und damit Verlangsamung des Strahls gleichkommt. Die verringerte Luftbewegung kann dazu

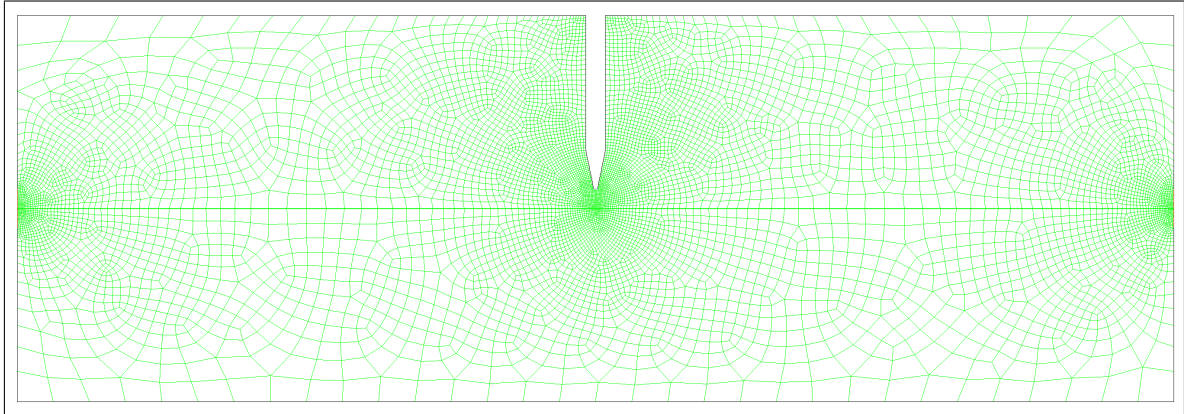


Abb. 3.17: Geometrie und Vernetzung des zweidimensionalen Trocknermodells.

führen, dass die Trocknungsleistung herabgesetzt wird, falls die Luft schnell mit Wasserdampf gesättigt ist. In diesem Fall kann sie nicht mehr zur Trocknung beitragen und sollte schnell abtransportiert werden. Die Erweiterung des Luftstromes ließe sich steuern, indem der freie Raum über dem Textil entsprechend eingeschränkt wird.

3.2.2 Berücksichtigung des Verdampfungsprozesses

Die Einbeziehung der Temperatur des Textils und des in ihm enthaltenen Wassers sowie dessen Verdampfung kann als wesentlicher Bestandteil der Simulation angesehen werden. Die zur Verdampfung aufzubringende Energie wird der Luft entzogen und senkt deren Temperatur, was wiederum deren Fähigkeit, das Textil aufzuheizen, beeinflusst. Solche Verdampfungsprozesse sind kein originärer Bestandteil der verwendeten Simulationssoftware Fluent. Die Beschreibung des Textils als Festkörper und des in ihm anfänglich enthaltenen Wassers als eigenständige Komponenten fehlt. Es werden kei-

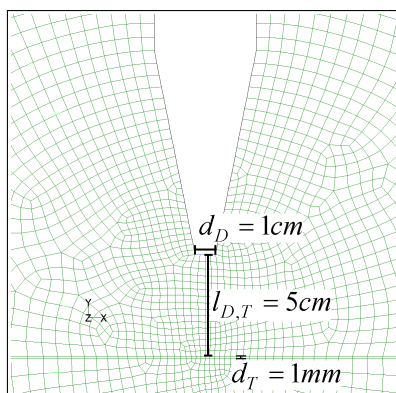


Abb. 3.18: Geometrie und Vernetzung des Austrittsbereichs der Düse.

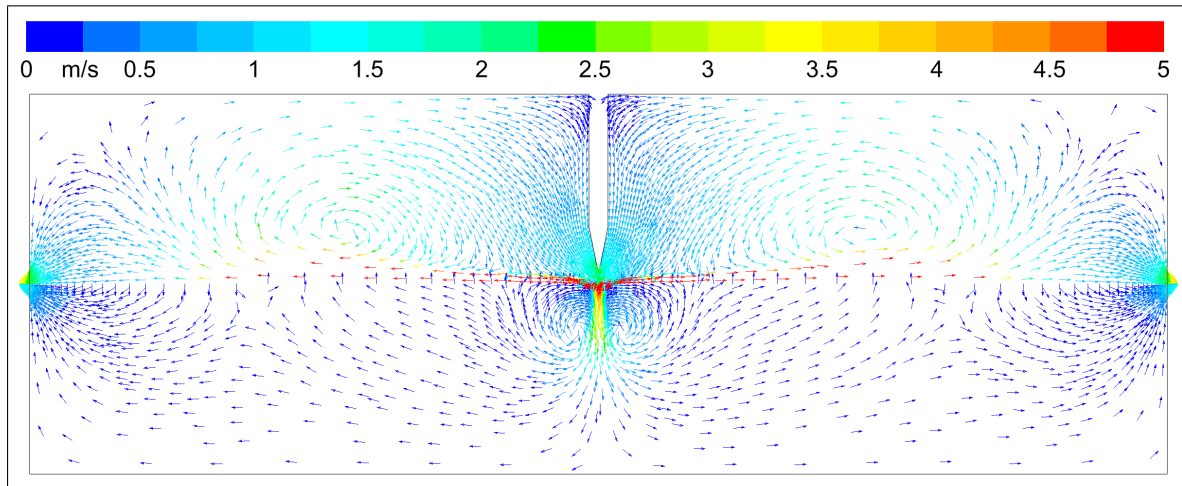


Abb. 3.19: Vektorplot der Geschwindigkeit. (Farbskala eingeschränkt)

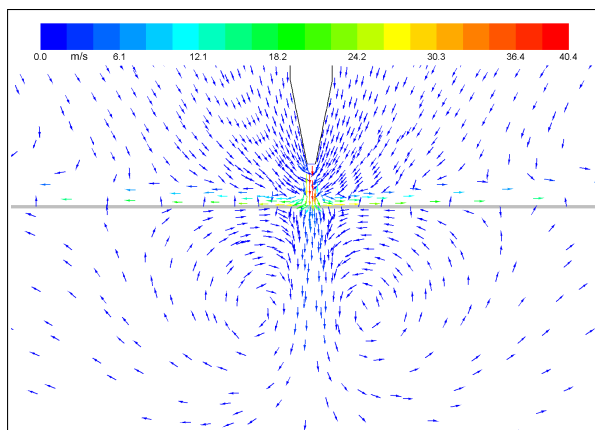


Abb. 3.20: Vektorplot der Geschwindigkeit am Düsenaustritt. (Textil schematisch eingezeichnet mit vierfacher Dicke.)

Symbol	Beschreibung	Betrag	Einheit
	Länge des Spannrahmenabschnitts	3	m
	Höhe des Spannrahmenabschnitts	1	m
	Position des Textils (y)	0.5	m
d_T	Textildicke		mm
v_T	Textilgeschwindigkeit	0 bzw. 0.5	m/s
	Höhe der Gehäuseöffnungen für das Textil	10.1	cm
d_D	Düsenöffnungsdurchmesser	1	cm
	Düsenposition (x)	1.5	m
l_D, T	Abstand von Düse und Textil	5	cm
v_D	Luftaustrittsgeschwindigkeit aus der Düse	40	m/s
T_D	Luftaustrittstemperatur	180	°C
γ	relativer Volumenanteil der Luft im Textil	0.2	1
	viskoser Widerstand	7.08×10^9	1/m ²

Tab. 3.10: Liste der verwendeten Symbole für die Trocknersimulation.

ne separaten Variablen dieser zwei Bestandteile geführt, insbesondere bezüglich ihrer thermischen Eigenschaften. Das poröse Modell behandelt den Bereich, der vom Textil ausgefüllt wird, als „fluid zone“, genau wie das übrige von der Luft erfüllte Volumen. Der Einfluss des Textils wird rein phänomenologisch gehandhabt durch die Porosität γ , welche den von der Luft ausgefüllten Volumenanteil beschreibt, oder die Wärmeleitfähigkeit k_{eff} . Diese Parameter modifizieren die Eigenschaften und die Bewegungsmöglichkeiten der Luft, ohne dass das Textil selbst modelliert werden muss. Dementsprechend findet keine Lösung der Energiegleichung für dessen Temperatur statt.

Das Gleiche gilt auch für den weiteren wesentlichen Aspekt der Wasserverdampfung und -kondensation. Hierfür ist natürlich zum einen die Temperatur des im Textil enthaltenen Wassers wichtig, welche im Rahmen des porösen Modells aber nicht beachtet wird. Zum anderen muss der noch verbliebene Wassergehalt des Textils laufend nachgehalten werden, was ebenfalls eine separate Lösungsvariable erforderlich macht. Darüber hinaus fehlt ein Modell für den Verdampfungs- und Verdunstungsvorgang. Die genannten Aspekte wurden daher als benutzerdefinierte Funktionen (User Defined Functions, UDF) der Software hinzugefügt. Diese verwalten für jede Zelle, die im Textilbereich liegt, die Temperatur des Wassers, welches im flüssigen Zustand im Textil enthalten

Symbol	Beschreibung	Betrag	Einheit
ΔT	Temperaturänderung in einem Simulationsschritt		°C
Δt	zeitliche Änderung in einem Simulationsschritt	0.1	ms
$k(T)$	Wärmeleitfähigkeit von Wasser, T-abhängig	0.6 bis 0.68	W/m K
T_T	Temperatur des Textils	300 (*)	°C
T_L	Temperatur der Luft	300 (*)	°C
d	Dicke der Wasserschicht auf der inneren Textiloberfläche	0.06	mm
r_{AV}	Verhältnis der Oberfläche des Textils zum Zellvolumen	1000	1/m
c_W	Spezifische Wärmekapazität von Wasser	4182	J/kg K
c_M	Spez. Wärmekapazität des Textilmaterials	1000	J/kg K
ρ_W	Massendichte von Wasser bzgl. des Zellvolumens	59.88 (*)	kg/m ³
ρ_M	Massendichte des Textilmaterials bzgl. des Zellvolumens	500	kg/m ³

(*) Wert beim Start der Simulation.

Tab. 3.11: Liste der verwendeten Symbole in der Verdampfungssimulation.

ist, sowie den Wassergehalt. In jedem Zeitschritt wird die Temperaturänderung

$$\Delta T = - \frac{k(T_T) \cdot (T_T - T_L) / d \cdot r_{AV} \cdot \Delta t}{c_W \cdot \rho_W + c_M \cdot \rho_M} \quad (3.1)$$

des Wassers berechnet, die sich aufgrund der Beaufschlagung und Durchströmung des Textils mit der heißen Luft ergibt. Einzelheiten zu den verwendeten Größen enthält die Tab. (3.11).

Zum Start der Simulation wird eine Temperatur T_T des Textils und des von ihm gehaltenen Wassers von 300 °C angenommen. Aufgrund der Porosität besitzt das Material eine innere Oberfläche, deren Verhältnis r_{AV} FLUENT als Parameter übergeben wird. Diese Fläche ist mit flüssigem Wasser benetzt mit einer Schichtdicke d . Da r_{AV} sich auf das gesamte Zellvolumen bezieht und das Wasser die Textilizelle nicht vollständig ausfüllt, wird eine durchschnittliche Wasserdichte ρ_W angenommen. Diese ist gleich dem Verhältnis der in der Zelle enthaltenen Wassermasse und dem Zellvolumen. Mit

dem so errechneten ΔT kann der Temperaturverlauf des Wassers nachvollzogen werden. Dieser bestimmt die Verdunstungsrate, welche ebenfalls als UDF implementiert wurde. Die Basis hierfür bildete die formale Definition der Kondensation und Verdunstung in FLUENT als chemische Reaktion durch das *chemical reactions*-Modell mit den einfachen „Reaktionsgleichungen“



Die in FLUENT enthaltenen Formeln für die Reaktionsrate R_K des Kondensationsprozesses wurden ersetzt durch die Gleichung

$$R_K = \alpha \cdot \bar{v}(T_L) \cdot n_D/2 = \alpha \cdot n_D/2 \cdot \sqrt{2 \cdot k_B \cdot T_L / \pi \cdot m} \quad (3.4)$$

mit α dem Akkomodationskoeffizienten, \bar{v} dem mittleren Betrag der Teilchengeschwindigkeit in einer Dimension, n_D der Teilchendichte des Dampfs, T_L der Luft- und damit Dampftemperatur und m der Molekülmasse von Wasser. Das Produkt aus \bar{v} und $n_D/2$ ist gleich der Anzahl Moleküle, die pro Zeiteinheit auf die Grenzfläche des flüssigen Wassers prallen. Da es eine gewisse Wahrscheinlichkeit gibt, dass ein Molekül dabei nicht in die flüssige Phase übergeht, sondern abprallt, wird der Akkomodationskoeffizient eingeführt, der den Anteil an tatsächlich kondensierenden Molekülen angibt. Dieser ist experimentell bestimmbar, was im Rahmen dieses Projektes jedoch nicht vorgenommen wurde. Nach [11] kann α für den betrachteten Temperaturbereich ungefähr als 1 angenommen werden.

Analog zur Kondensationsrate lässt sich die Verdampfungsrate R_V angeben. Da diese im Falle einer Sättigung des Wasserdampfs von dessen Kondensationsrate gerade ausgeglichen wird, muss sie gleich dieser hypothetischen Kondensationsrate bei Sättigung sein:

$$R_V = \alpha \cdot \bar{v}(T_T) \cdot n_S/2. \quad (3.5)$$

n_S ist die Dampfteilchendichte bei Sättigung. Aus der Idealen Gasgleichung ergibt sich $n_S = p_S/k_B \cdot T_L$ mit dem temperaturabhängigen Sättigungsdampfdruck p_S . Dieser wurde der Literatur [32] entnommen.

Die folgenden Abbildungen zeigen das Ergebnis einer Testsimulation des Verdampfungs- und Kondensationsmodells. Die Abb. (3.21), links stellt die gemeinsame Temperatur des Textils und des in ihm enthaltenen Wassers dar. Es stellt sich das qualita-

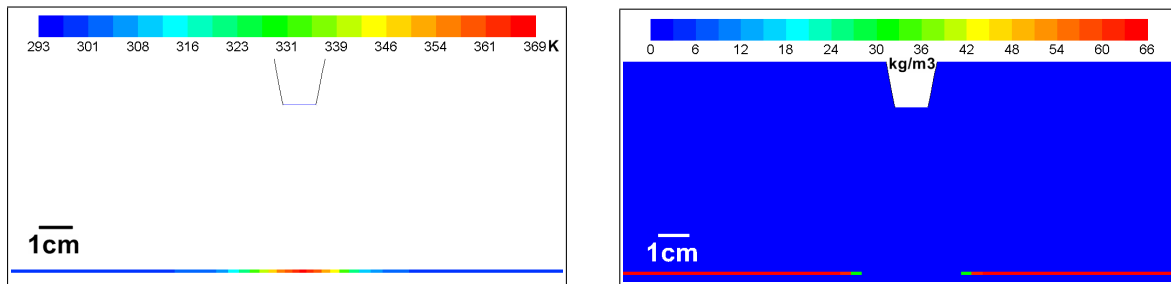


Abb. 3.21: *links:* Temperatur des feuchten Textils. *rechts:* Verbliebener Wassergehalt nach 0.2s.

tiv erwartete Temperaturprofil ein. Ausgehend von der einheitlichen Starttemperatur 20°C (293 K) für das gesamte Textil hat sich der Bereich unter der Düse symmetrisch auf bis zu 96°C (369 K) erwärmt. Dies bewirkte die Verdampfung des vom Textil getragenen Wassers, wie Abb. (3.21), rechts verdeutlicht. Unmittelbar unter der Düse ist die gesamte Startbelegung von 59.88 kg/m^3 in den Gaszustand übergegangen, der verbleibende Gehalt ist Null. Nach außen hin entstehen Werte von bis zu 66 kg/m^3 , welche den Startwert übersteigen. Hier war also die Kondensationsrate größer als die Verdampfungsrate.

Das verdampfte Wasser wird von der Umgebungsluft aufgenommen und abtransportiert. Die Verteilung des Wasserdampfs in Abb. (3.22) zeigt, dass in dieser Simulation der Abtransport vor allem unterhalb des Textils stattfindet. Die durch das poröse Material strömende Düsenluft nimmt das verdampfende Wasser mit und drückt es durch das Textil nach unten. Hierdurch erhöht sich der relative Anteil des Wasserdampfs an der Luftmassendichte gegenüber dem anfänglichen Verhältnis von 0.01, welches einer relativen Luftfeuchtigkeit von 49 % bei 20°C entspricht.

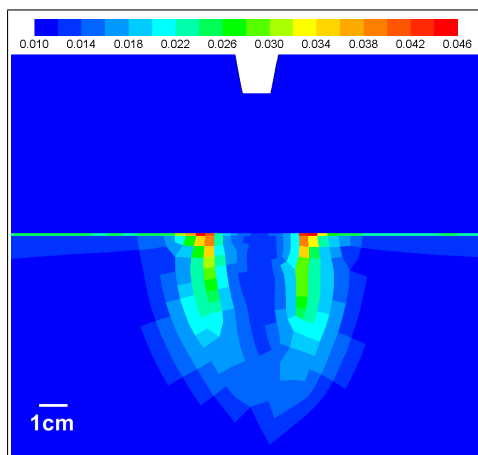


Abb. 3.22: relativer Anteil des Wasserdampfs an der Massendichte der Luft.

3.2.3 Dreidimensionales Modell eines Spannrahmenabschnitts

Mit dem im letzten Abschnitt vorgestellten zweidimensionalen Modell eines Spannrahmenabschnitts konnten erste Erfahrungen bezüglich der grundsätzlichen Vorgänge in einem Trockner gewonnen werden, wie das Verhalten der Düsenströmung beim Auftreffen auf das Textil, die Durchströmung durch das poröse Material, die Temperaturverteilung in Luft und Textil sowie Effekte an den Gehäuseöffnungen. Es fehlen aber wesentliche Merkmale wie z.B. die Zahl und Anordnung der Düsen, der damit einhergehende Abtransport der Luft weg vom Textil und die Umwälzung der Luft durch Ventilatoren quer zur Bewegungsrichtung des Textils. Diese Eigenschaften können nur in einer Nachbildung eines realen Trocknerabschnitts berücksichtigt werden. Die Abb. (3.23) zeigt links das Schema eines einzelnen Abschnitts eines Spannrahmentrockners der Fa. Monforts aus Mönchengladbach und rechts das entsprechende numerische Modell. Der reale Spannrahmen hält durch zwei mit Nadeln versehene Ketten die Ränder der Textilhahn und hält sie quer zur Bahnrichtung unter Spannung. Gleichzeitig laufen die Ketten in Bahnrichtung und transportieren dadurch das Textil. Unmittelbar über und unter der Bahn sind die Düsenfinger angeordnet. Diese sind im Wesentlichen Kästen, welche auf der dem Textil zugewandten Seite quadratische Löcher aufweisen, welche die Düsen bilden. Die Luft wird über die offene hintere Stirnfläche des Fingers in diesen gedrückt und strömt durch die Düsen auf die Bahn. Zwischen den parallel zueinander quer zur Textillaufrichtung angeordneten Fingern kann die Luft dann abströmen. Sie wird dann vom Ventilator angesaugt und erneut in die Finger gedrückt. Im Modell sind solche Details wie die Nadelkette und ihre Führung vernachlässigt, da nicht zu erwarten ist, dass sie einen Einfluss auf den Verlauf der Luftströmung haben.

In einem Spannrahmentrockner wird die in der Kammer befindliche Luft im Wesentlichen intern umgewälzt. Eine Frischluftzufuhr findet nur über die Öffnungen an den Stirnseiten (x -Dimension in den Modellkoordinaten) statt, über welche auch die Textilhahn zugeführt wird. Die Umwälzung wird von Ventilatoren angetrieben, welche sich am Kammerboden befinden. Diese erzeugen einen Druckunterschied Δp , durch den die Luft in einen geschlossenen Kreislauf gezwungen wird. Zunächst strömt sie von den Ventilatoren in den Bereich hinter den Düsenfingern (negative y -Richtung). Hier wird sie durch die rückwärtige Stirnseite der Düsenfinger gedrückt, durchströmt diese und tritt an den Düsenöffnungen zum Textil hin aus. Vom Textil bewegt sie sich durch die Zwischenräume der Finger weg und gelangt schließlich wieder zu den Ventilatoren.

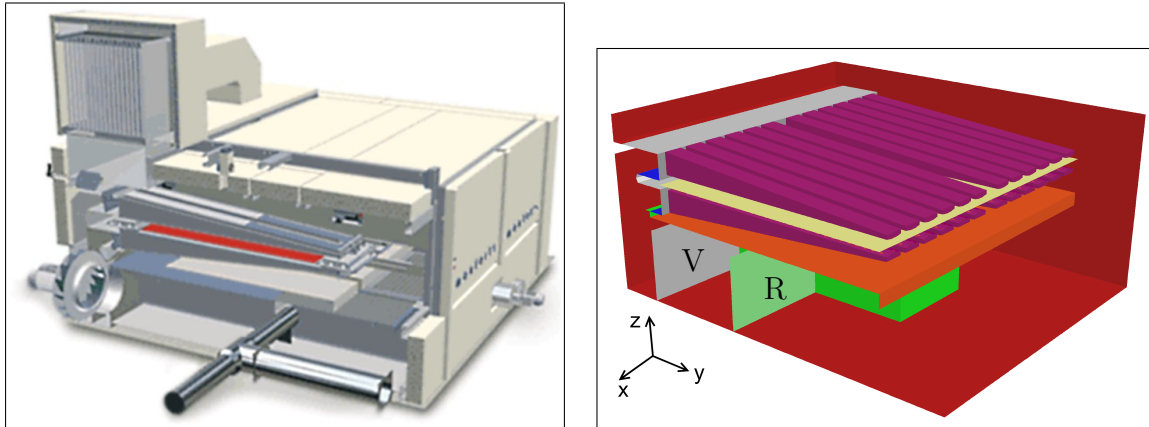


Abb. 3.23: *links:* Schema eines Spannrahmentrockners. *rechts:* Geometrie des 3D-Rechnermodells; V und R bezeichnen die Ventilator- bzw. Radiatorposition.

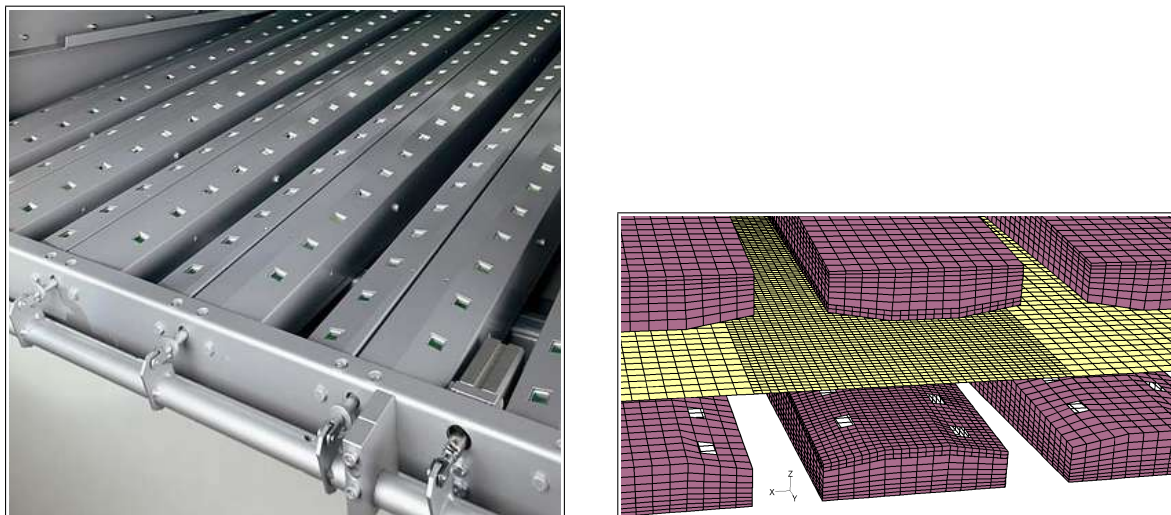


Abb. 3.24: *links:* Düsenfinger eines Spannrahmentrockners. *rechts:* Modell der Düsenfinger mit Mesh. Zur Kontrolle der Abhängigkeit der Ergebnisse von der Meshauflösung wurde ein Bereich zwischen zwei Fingern feiner aufgelöst. (Foto von Fa. Monforts, Mönchengladbach.)

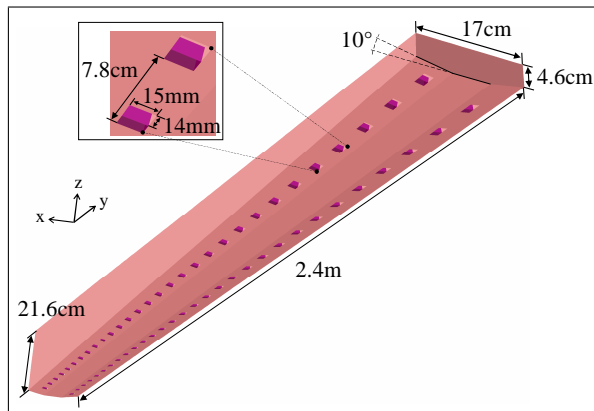


Abb. 3.25: Bemaßungen eines einzelnen Düsenfingers.

Abb. (3.26) zeigt den Verlauf anhand der Stromlinien, welche sich in der Simulation ergeben haben.

Die in der Simulation vorgegebene Druckdifferenz Δp wurde mit 1600 Pa so gewählt, dass an den Düsenöffnungen eine Geschwindigkeit von ca. 40 m/s erreicht wurde. Dies ist eine in der Praxis gängige Austrittsgeschwindigkeit. In Abb. (3.27) ist der Strömungsverlauf der aus den Düsen austretenden Luft zu sehen. Die Luft entweicht mit 39,6 m/s und wird am Textil umgelenkt. Anschließend strömt sie zwischen den Düsenfingern ab. Der Verlauf ist dabei allerdings nicht laminar, wie die Position A in Abb. (3.27) zeigt. Der hier vorhandene Wirbel wälzt die Luft um, was einer Stagnation gleichkommt. Die von der Düse kommende trockene Luft wird mit feuchter Luft vermischt, was den Wasserdampfgehalt erhöhen und die Trocknungsleistung herabsetzen kann. Ideal wäre ein Überstreichen des Textils mit trockener Luft, welche anschließend sofort abtransportiert wird.

In einem weiteren Schritt wurde der Luftein- und Austritt zur Kammer in das Modell miteinbezogen. Hierzu wurde in der vorderen Stirnfläche (Ebene $x = 3$ m) auf der Höhe des Textils ein Schlitz modelliert sowie auf der Oberseite eine Austrittsöffnung (siehe Abb. (3.28)). Nebenbei wurde zur effizienteren Handhabung nur noch eine Hälfte der Kammer modelliert. Am Auslass wurde ein Massenstrom von 0,340 kg/s vorgegeben, was bei einer Luftdichte von 1,225 kg/m³ einem Volumenstrom von 1000 m³/h entspricht. Den so entstehenden Strömungsverlauf zeigt die Abb. (3.29).

3.2.4 Simulation der Wasserverdampfung

Als nächster Schritt wurde das Verdampfungsmodell auf den dreidimensionalen Fall übertragen, unter dem Vorbehalt, dass die Entwicklung der entsprechenden Programm-

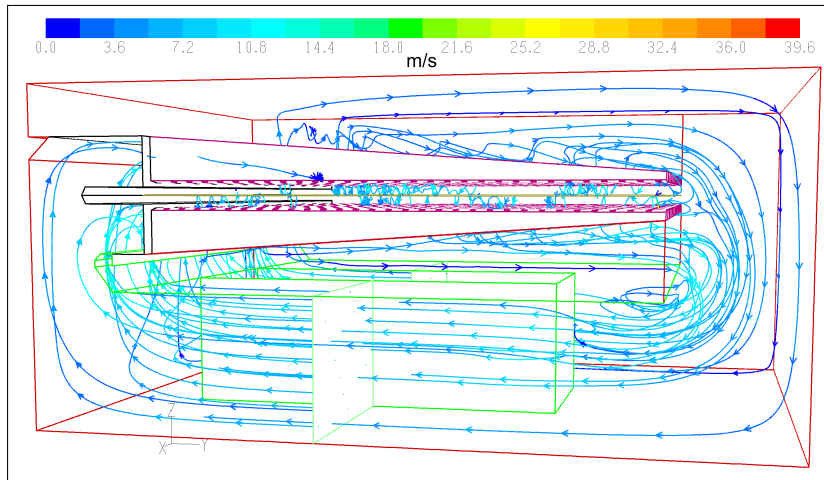


Abb. 3.26: Stromlinien der Luftbewegung durch innere Umwälzung.

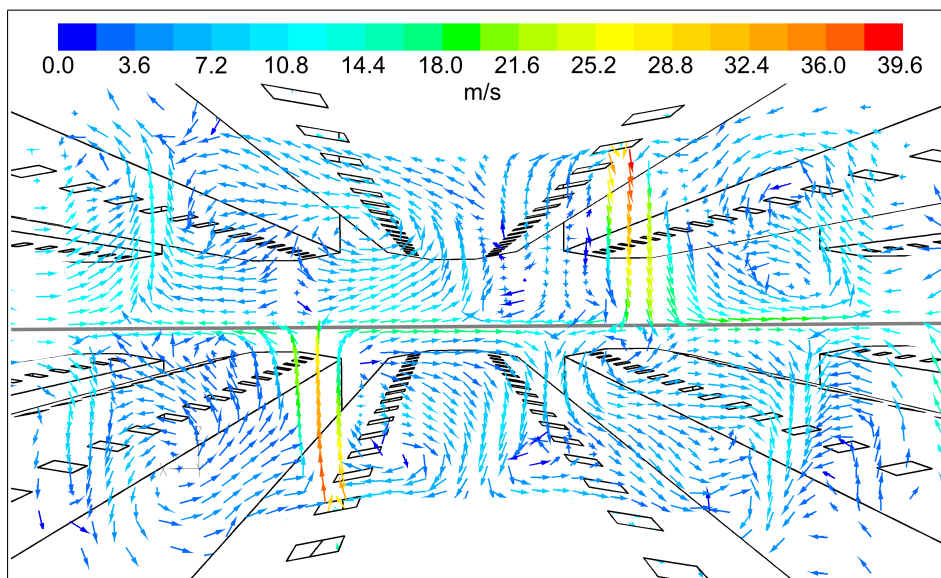


Abb. 3.27: Vektorplot der Luftströmung in der Ebene $y = 1.825$ m. Die Textilebene ist als graue Linie angedeutet.

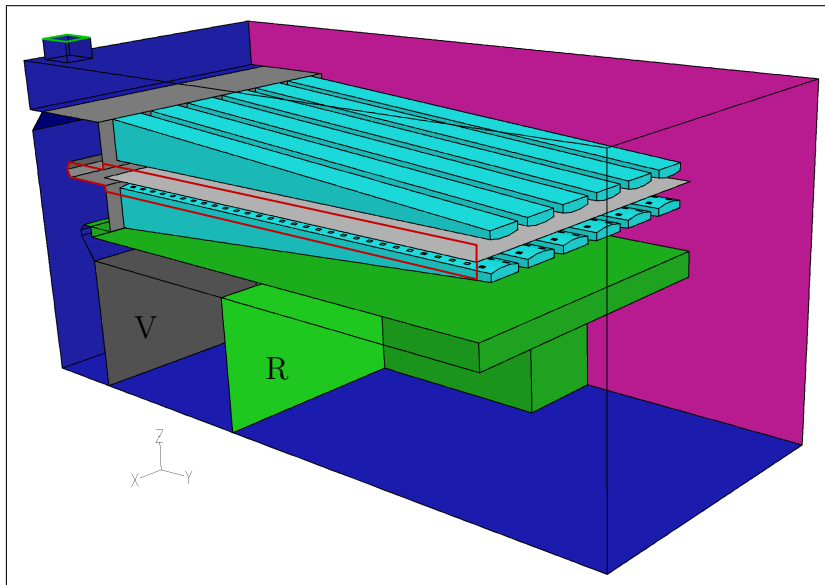


Abb. 3.28: Modell der Trocknerkammer mit Lufteinlass (am Textil vorn, rote Umrandung) und Auslass auf der Oberseite (grüne Umrandung).

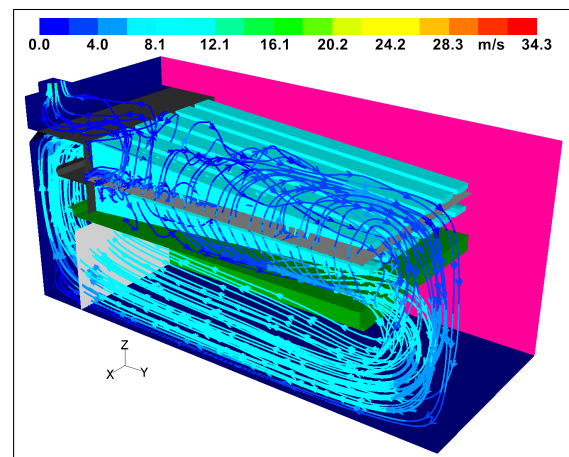
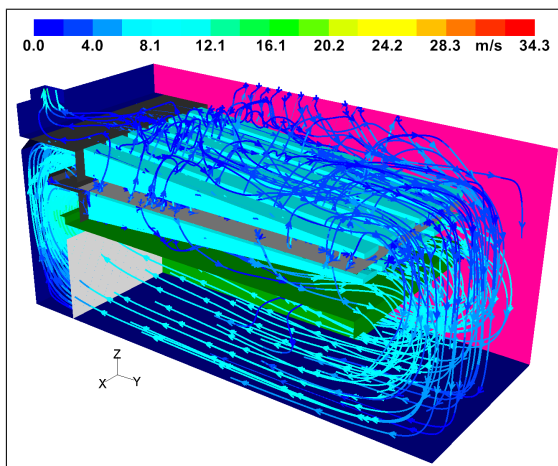


Abb. 3.29: Stromlinien des Modells mit Luftein- und Austritt. *links:* Die am Ventilator entspringenden Stromlinien zeigen die interne Umwälzung. *rechts:* Die am Lufteintritt entspringenden Linien verlaufen teilweise direkt zum Luftaustritt.

funktion als UDF noch nicht als abgeschlossen betrachtet werden konnte. Die Motivation hierfür lag in den unterschiedlichen Ansätzen, mit denen im zwei- bzw. dreidimensionalen Modell das Textil betrachtet wurde. Im ersteren Fall als poröses Volumen, im zweiten als zweidimensionales undurchlässiges Medium, bedingt durch die Rechnerkapazität. Entsprechend unterschiedlich ist die Vorgehensweise betreffs der UDF in der Definition der Verdampfung und Kondensation, welche im porösen Fall auf der Zellstruktur beruht, im 3D-Modell hingegen auf den Begrenzungsflächen der an das Textil angrenzenden Zellen, durch die das Textil definiert wird. Das 2D-Modell hatte daher für die UDF-Entwicklung keine Vorreiterfunktion mehr, und die weitere Entwicklung sollte direkt am 3D-Modell erfolgen.

Zur Berücksichtigung der Temperatur nicht nur am Textil, sondern im gesamten Simulationsbereich wurde jetzt auch die Energiegleichung einbezogen. Die Heizanlage des realen Trockners wurde in der Simulation durch die Definition einer speziellen x, z -Ebene auf der Position $y = 1.41$ m nachgebildet (Position R in Abb. (3.28)). Diese wurde als Randbedingung „radiator“ deklariert und fungiert damit als Wärmequelle. Luft, die über diese Ebene strömt, wird die Temperatur 150°C zugeordnet. Es wird also davon ausgegangen, dass die Luft unabhängig von ihrer momentanen Temperatur und Durchtrittsgeschwindigkeit durch die Fläche vollständig auf die gewünschte Zieltemperatur gebracht wird. Die simulierte Zeit betrug 0.5 s. Die Abb. (3.30) zeigt die Resultate. In der Temperaturverteilung auf dem Textil in der Abbildung links lässt sich die Anordnung der Düsen ausmachen, insbesondere im feiner aufgelösten Bereich des fünften Fingers von links. Auffällig ist der Anstieg der Temperatur in y -Richtung. Dieser hat seine Ursache in den höheren Austrittsgeschwindigkeiten der Düsen zu den Fingerspitzen hin, wie Abb. (3.31) verdeutlicht. Man erkennt hier einen Anstieg der Düsenaustrittsgeschwindigkeit v_D von gut 30 m/s auf 36 m/s. Die Austrittstemperatur bleibt dabei konstant bei 150°C .

Die rechte Seite von Abb. (3.30) zeigt den Wasserdampfgehalt der Luft unmittelbar über dem Textil. An den wiederum zu erkennenden Düsenpositionen auf dem Textil beträgt der relative Anteil $c = \rho_W / (\rho_W + \rho_L)$ der Wasserdampfdichte ρ_W an der gesamten Massendichte nur 0.01 (ρ_L ist die Dichte der Luft ohne Wasseranteil). Dies ist der anfängliche Anteil des Wasserdampfs zu Beginn der Simulation. Bei einer Temperatur T von 423 K entspricht das einer relativen Luftfeuchte von 0.35% . Die Luft trifft hier von den Düsen kommend auf das Textil und wird sofort zur Seite abgelenkt. Sie kann daher keine wesentliche Wassermenge aufnehmen und behält zunächst ihren anfänglichen Wassergehalt. In den grün gefärbten Bereichen zwischen den Düsenpositionen

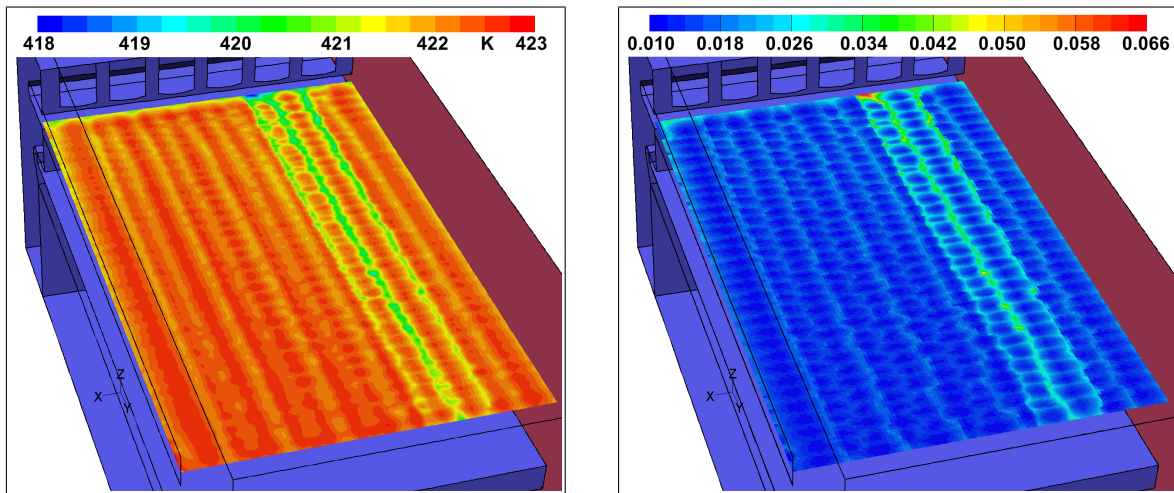


Abb. 3.30: Simulation der Wasserverdampfung am Textil. *links:* Temperaturverteilung. *rechts:* relativer Massenanteil c des Wasserdampfs an der gesamten Luftdichte über dem Textil.

erkennt man dagegen einen erhöhten Anteil von $c = 0.04$. Hier wird also die Luft nicht sofort wegtransportiert, sondern verweilt am Textil eine gewisse Zeit, so dass mehr Wasser aufgenommen werden kann. Grund hierfür sind vermutlich die in Abb. (3.27) zu erkennenden Wirbel A und B . Durch die Zirkulation streift die Luft in diesen Bereichen mehrmals am Textil vorbei und kann so mehr verdunstendes Wasser aufnehmen als unmittelbar unterhalb der Düse, wo die Strömung laminar ist.

3.2.5 Zusammenfassung

Es wurde die Luftströmung in einem Spannrahmentrockner untersucht. Diese wird geprägt durch die interne Umwälzung der Luft mit Hilfe von Ventilatoren. Eine untergeordnete Rolle spielt der Luftaustausch zwischen Trocknerabteil und der Umgebung. Dieser erfolgt durch die Gehäuseöffnung, über welche die Textilbahn zugeführt wird, sowie über die spezielle Absaugöffnung auf der Oberseite des Trocknerabteils. Durch die Zufuhr trockener Luft wird das Erreichen des Sättigungsdampfdrucks vermieden. Der Hauptanteil an der Trockungsleistung wird durch die interne Kreisbewegung der Luft erbracht, welche in mehreren Umläufen das Textil überstreicht und sukzessive Feuchtigkeit aufnimmt.

Zur Erfassung des Verdampfungsprozesses wurde die Simulation durch eine UDF erweitert. Diese verwaltete den Wassergehalt und die Temperatur des Textils als zusätzliche Lösungsvariablen. Somit kann die Auswirkung der Düsenanordnung auf die

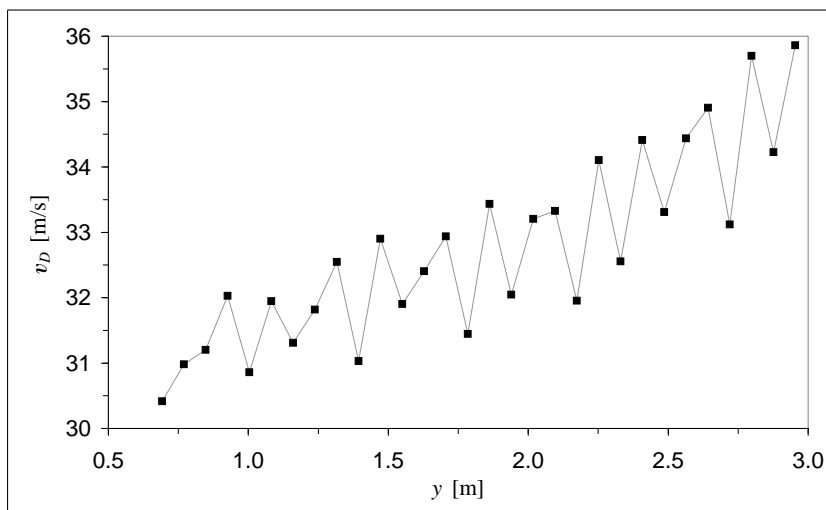


Abb. 3.31: Düsenaustrittsgeschwindigkeit v_D an den einzelnen Düsenpositionen entlang der Linie $x_0 = 1.952$ m, $z_0 = 1.202$ m. v_D steigt mit y .

Temperaturverteilung und den verbliebenen Feuchtigkeitsgehalt des Textils nachvollzogen werden.

3.3 Beschichtungen von Textilien mit Walzenrakeln

In einer ersten Simulationsreihe wurde die resultierende Schichtdicke für unterschiedliche newtonische viskose Beschichtungsmassen und Warengeschwindigkeiten simuliert. Zur weiteren Vereinfachung des Modells wurde angenommen, dass sich der Beschichtungsträger wie eine Folie verhält. Ein eventuelles Eindringen der Beschichtungsmasse in das Textil aufgrund z.B. kapillarer Kräfte wird damit vernachlässigt. Andererseits reduziert sich damit auch der Modellierungsaufwand, da das Gewebe so nicht auf der Ebene der Garnstruktur nachgebildet werden muss. Bezüglich der Beschichtungsmasse wurde ein newtonisches Viskositätsverhalten angenommen, d.h. η ist unabhängig von der Scherrate $\dot{\gamma}$. Zusätzlich wurde eine vernachlässigbare Temperaturabhängigkeit vorausgesetzt. Da in Beschichtungsprozessen mit Walzenrakeln keine externen Wärmequellen anwesend sind, könnte eine Temperaturänderung nur durch die innere Reibung des Fluids verursacht werden. Zur Quantifizierung dieses Effekts wurden Simulationen mit verschiedenen Viskositäten und Berücksichtigung der Reibungswärme durchgeführt. Abb. (3.32) zeigt die Temperaturverteilung für den Fall $\eta = 100$ Pa s. Man er-

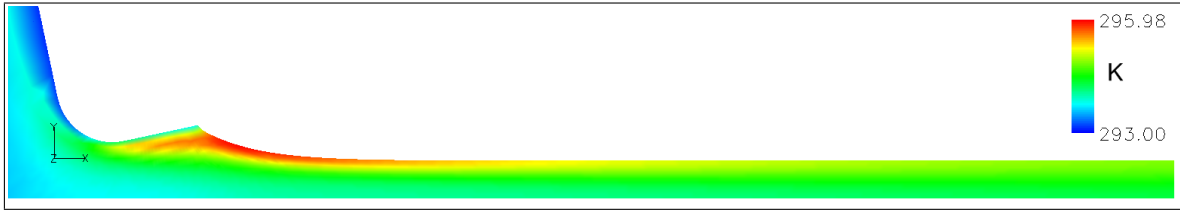


Abb. 3.32: Temperaturverteilung bei Berücksichtigung der Erwärmung der Beschichtungsmasse aufgrund viskoser Reibung. ($\eta = 100 \text{ Pa s}$, $v_T = 0.4 \text{ m/s}$.)

kennt einen Temperaturanstieg von maximal 3 K gegenüber der Umgebungstemperatur von 293 K. Für eine Vielzahl von Stoffen ändert sich η über diesen Temperaturbereich um weniger als 10 %. Für häufiger vorkommende Viskositäten kleiner als 100 Pa s und dem damit einhergehenden kleineren T -Anstieg kann der Temperatureinfluss in dieser allgemeinen Betrachtung vernachlässigt werden.

Abb. (3.33) zeigt die entstandene Beschichtung für eine Viskosität von 1 Pa s für eine Textilgeschwindigkeit von 0.1 m/s und eine Spaltbreite von 0.1 mm nach einer Prozessdauer von ca. 0.1 s. Die Simulationsrechnung selbst dauerte etwa 15 Minuten. Die Simulation befand sich nach diesem Zeitpunkt in einem stationären Zustand, d.h. bei fortschreitender Berechnung änderte sich das Geschwindigkeitsfeld $\vec{v}(\vec{x}, t)$ nicht mehr; die partielle Zeitableitung $\partial \vec{v} / \partial t$ ist Null.

In derselben Abbildung sind das Ausgangsgitter mit einer willkürlich vorgegebenen Startbeschichtungsstärke, dargestellt durch die schwarze Umrandung, und die resultierende Beschichtung (nach 0.1 s) dargestellt. Die Farben geben den Betrag der Geschwindigkeit wieder. Es ist erkennbar, dass sich eine neue Beschichtungsstärke einstellt.

In Abb. (3.34) ist die gleiche Simulation gezeigt. In dieser Abbildung sind zusätzlich

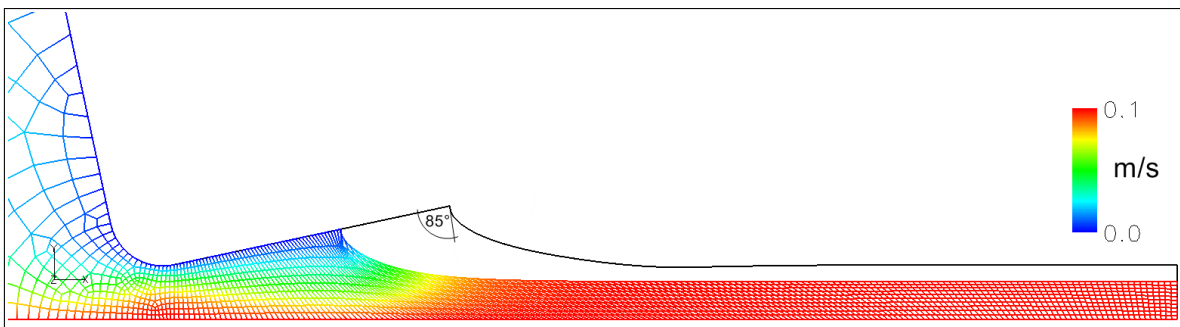


Abb. 3.33: Stationärer Zustand der Beschichtung. ($\eta = 1 \text{ Pa s}$, $v_T = 0.1 \text{ m/s}$, $s = 0.1 \text{ mm}$, $\sigma = 25 \text{ mN/m}$, $d = 0.0710 \text{ mm}$.)

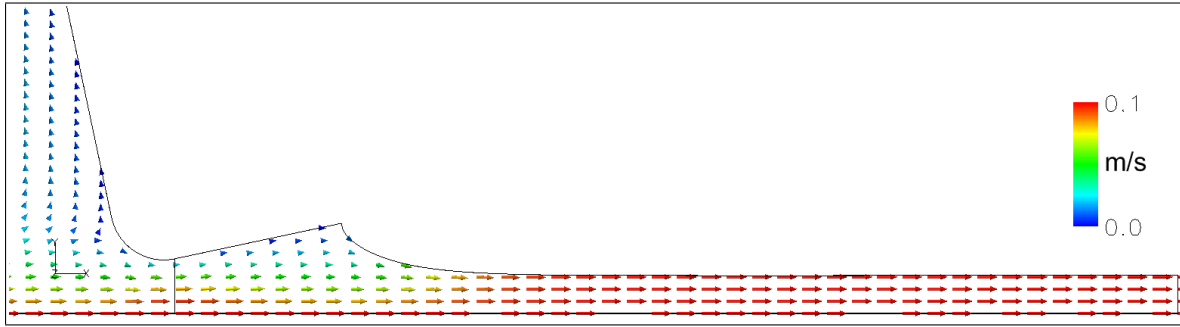


Abb. 3.34: Stationärer Zustand der Beschichtung; Vektorplot. ($\eta = 1 \text{ Pa s}$, $v_T = 0.1 \text{ m/s}$, $s = 0.1 \text{ mm}$)

noch die Geschwindigkeitsvektoren mit eingezeichnet. Unterhalb des Rakelmessers bildet sich das vorgegebene newtonische Viskositätsverhalten in der Beschichtungsmasse aus. Die Geschwindigkeit der Masse nimmt von der vorgegebenen Geschwindigkeit des Textils (0.1 m/s) auf 0 m/s am Messer ab. Hinter dem Messer beschleunigt die Masse aufgrund der an der freien Oberfläche fehlenden Bedingung $\vec{v} = \vec{0}$. Wegen dieser fehlenden Wand-Randbedingung kann das Fluid keinen Impuls mehr weitergeben, von der in der Realität vorhandenen angrenzenden Luftschicht mit vernachlässigbarer Dichte abgesehen. Der von unten vom Textil her eingebrachte und in y -Richtung diffundierende Impuls lässt so den Impuls der Masse ansteigen, bis diese sich über der gesamten y -Höhe mit der Textilgeschwindigkeit v_T bewegt. Durch den dann verschwindenden Geschwindigkeitsgradienten $\partial u / \partial y$ und somit konstante Impulsdichte ρu kommt die Diffusion zum Erliegen.

Abb. (3.35) zeigt das Simulationsergebnis für eine Viskosität von 0.1 Pa s bei sonst gleichen Randbedingungen. Die sich hier ausbildende Schichtdicke ist mit $d = 0.0903 \text{ mm}$ größer als die bei höherer Viskosität erreichten 0.0710 mm . Dies ist eine Folge des er-

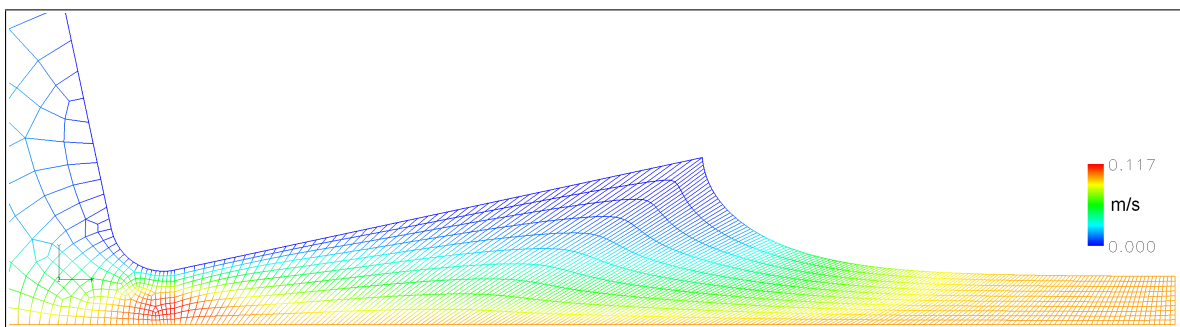


Abb. 3.35: Stationärer Zustand der Beschichtung bei kleinerer Viskosität. ($\eta = 0.1 \text{ Pa s}$, $v_T = 0.1 \text{ m/s}$, $s = 0.1 \text{ mm}$)

höhten Volumenstroms zwischen Rakel und Textil. Dieser entsteht aufgrund des bei niedrigerer Viskosität höheren Anteils des statischen Drucks am Gesamtdruck, der sich vor der Rakel aufbaut. Dies wird im Folgenden näher ausgeführt.

Numerische Simulationsergebnisse müssen hinsichtlich ihrer physikalischen Plausibilität und ihrer quantitativen Genauigkeit untersucht werden. Wenn es möglich ist, zumindest ein vereinfachtes Szenario experimentell nachzustellen und das Geschwindigkeitsfeld zu vermessen, kann die Wahrscheinlichkeit, dass auch das betrachtete Szenario von der Simulation korrekt erfasst wurde, vergrößert werden. Alternativ können analytische Aussagen zumindest über spezielle Bereiche des Strömungsfeldes gemacht und diese mit dem Simulationsergebnis verglichen werden. So stellt der Verlauf der x -Geschwindigkeitskomponente u in y -Richtung im Spalt ($x = 0$) ein eindimensionales Modell dar und ist analytisch lösbar.

Für die analytische Betrachtung wird die Kraft dF_x auf ein kleines Volumenelement $dV = dx dy dz$ betrachtet. An der Position $x = 0$ verläuft die Strömung im Wesentlichen waagrecht, so dass v und damit $\partial v / \partial y$ als Null angesehen werden können. dF_x setzt sich dann aus der Scherspannung τ_{yx} , der Normalspannung τ_{xx} und dem Druck p zusammen:

$$dF_x = d\tau_{yx} dx dz + d\tau_{xx} dy dz + dp dy dz. \quad (3.6)$$

Mit den Gl. (1.2) und (1.4) können die Differentiale $d\tau_{yx}$ und $d\tau_{xx}$ durch die Geschwindigkeitsgradienten ausgedrückt werden:

$$dF_x = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y+dy/2} - \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y-dy/2} \right) dx dz + \quad (3.7)$$

$$+ 2\eta \left(\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+dx/2} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x-dx/2} \right) dy dz - dp dy dz \quad (3.8)$$

$$= \eta \frac{d(\partial u / \partial y)}{dy} dx dy dz + 2\eta \frac{d(\partial u / \partial x)}{dx} dx dy dz - \frac{dp}{dx} dx dy dz \quad (3.9)$$

$$= \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} dV + 2\eta \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dV - \frac{\partial p}{\partial x} dV. \quad (3.10)$$

u ist im Spalt bei $x = 0$ maximal, es gilt also $du/dt = F_x/m = 0$, mit m der Masse des Volumenelements. Damit ist dF_x gleich Null und es folgt

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} - 2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (3.11)$$

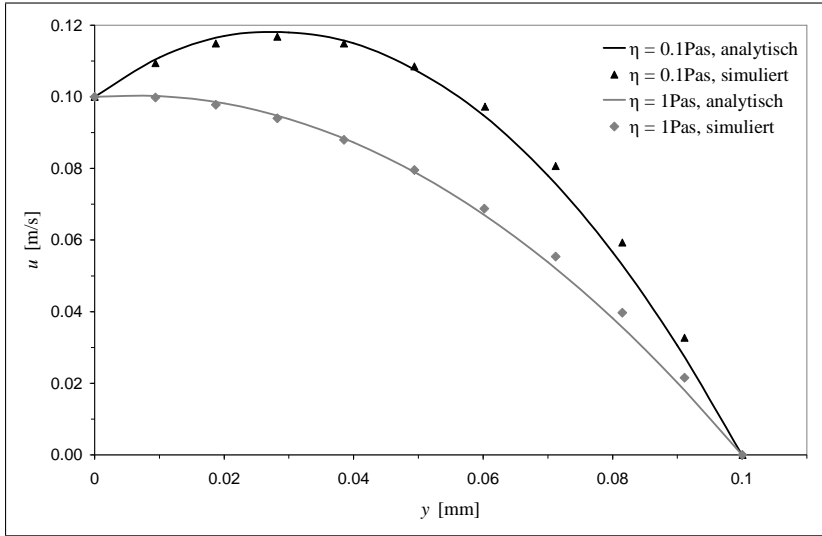


Abb. 3.36: Geschwindigkeitsprofil $u(y)$ am Spalt bei $x = 0 \text{ mm}$. Vergleich von Theorie und Simulation. ($v_T = 0.1 \text{ m/s}$, $\eta = 0.1$ bzw. 1 Pa s)

Zweifache Integration über y führt auf die gesuchte Lösung

$$u(y) = \left(\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) y^2 + \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} y + v_T. \quad (3.12)$$

Gl. (3.12) gibt den theoretisch zu erwartenden Verlauf des Geschwindigkeitsprofils $u(y)$ entlang der Linie $x = 0$ wieder. In Abb. (3.36) ist dieses Profil für zwei Viskositäten zusammen mit dem jeweiligen Simulationsergebnis aufgetragen. Der Druckgradient $\partial p / \partial x$ wurde aus den Simulationsdaten durch einen Differenzenquotienten am Punkt $(0 \text{ mm}, 0.05 \text{ mm})$ bestimmt. Abb. (3.37) zeigt den Vektorplot für $\eta = 0.1 \text{ Pa s}$ am Spalt entlang der $(x = 0)$ -Linie.

Numerische Simulation und analytische Berechnung stimmen sehr gut überein, somit kann die Simulation bezüglich des Ergebnisses am Spalt als realistisch betrachtet werden. Auffällig ist, dass die Geschwindigkeit der Beschichtungsmasse in der Mitte des Spaltes für die Viskosität von 0.1 Pa s höher ist als die Textilgeschwindigkeit. Dies liegt am statischen Druck, den die Masse aufgrund der Schwerkraft im Trog erzeugt. Wie Gl. (3.12) zeigt, existiert das quadratische Glied der Funktion $u(y)$ und damit eine Krümmung dieser Kurve nur mit einem nicht verschwindenden Druckgradienten. Dieser Gradient entsteht zum einen durch die aufgrund der Textilbewegung von links zum Messer fließende Beschichtungsmasse. Deren Geschwindigkeit strebt durch die Diffusion des vom Textil eingebrachten Impulses den Wert v_T an, und zwar über eine

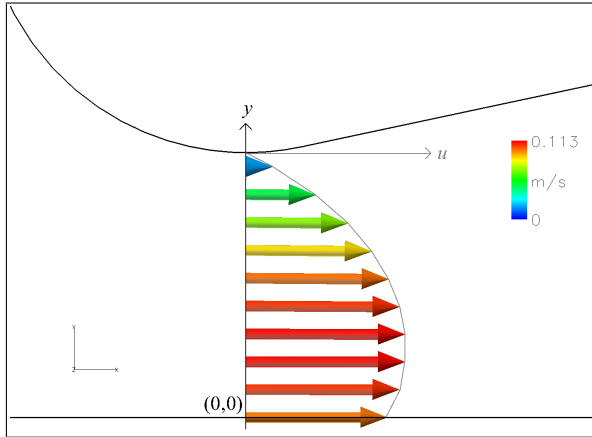


Abb. 3.37: Vektorplot von $\vec{v}(y)$ entlang der Linie $x = 0$ mm. ($v_T = 0.1$ m/s, $\eta = 0.1$ Pa s)

Höhe y , die größer als s ist. Durch den Spalt kann nicht die gesamte Masse wandern, so dass ein Teil vor der Rakel abgebremst und nach oben abgelenkt wird. Die dafür erforderliche Kraft muß gegen die Scherspannung arbeiten, die vom Textil durch die Viskosität ausgeübt wird. Vor der Rakel baut sich daher ein Druck Δp_η auf, der von η abhängig ist. Zum anderen erzeugt die Masse durch ihr Gewicht einen Druckanstieg $\Delta p_g = \rho g h = 515$ Pa mit $h = 50$ mm der Füllhöhe der Masse vor der Rakel, $\rho = 1050$ kg/m³ ihrer Dichte und $g = 9.81$ m/s² der Gravitationskonstante. Dieser gesamte Überdruck bewirkt unter der Rakel ein Druckgefälle zum Bereich rechts der Rakel, wo sich die Masse kräftefrei mit der Textilgeschwindigkeit bewegt und der normale Umgebungsdruck herrscht.

Da Δp_g unabhängig von v_T und η ist, dominiert mit steigender Viskosität bzw. Textilgeschwindigkeit der Anteil Δp_η . Unter der Rakelspitze bei $x = 0$ wird der Masse durch die Viskosität allein und die Randbedingungen $u(0) = v_T$ und $u(s) = 0$ ein lineares $u(y)$ -Profil aufgezwungen. Da Δp_η und somit die durch den Druckgradienten verursachte Krümmung ebenfalls von η abhängt, wird $u(y)$ mit steigendem η immer weniger von diesem Parameter abhängig, wie in Abb. (3.38) zu sehen ist. Für die unteren beiden Kurven ändert sich der Verlauf nicht mehr wesentlich, d.h. ab $\eta \approx 10$ Pa s ist die Krümmung konstant. Da die Krümmung proportional zum Koeffizienten des y^2 -Glieds ist, bedeutet dies nach Gl. (3.12), dass $\partial p / \partial x$ proportional zu η ist.

Ein Geschwindigkeitsprofil, welches unabhängig von der Viskosität wird, bedingt gleichzeitig, dass der Volumenstrom \dot{V}_S durch den Spalt unter der Beschichtungsmasse unter der Rakel konstant wird. Damit ist zu erwarten, dass auch die Beschichtungsdicke d unabhängig von η wird. \dot{V}_S ist das Integral von Gl. (3.12) über y in dem Intervall

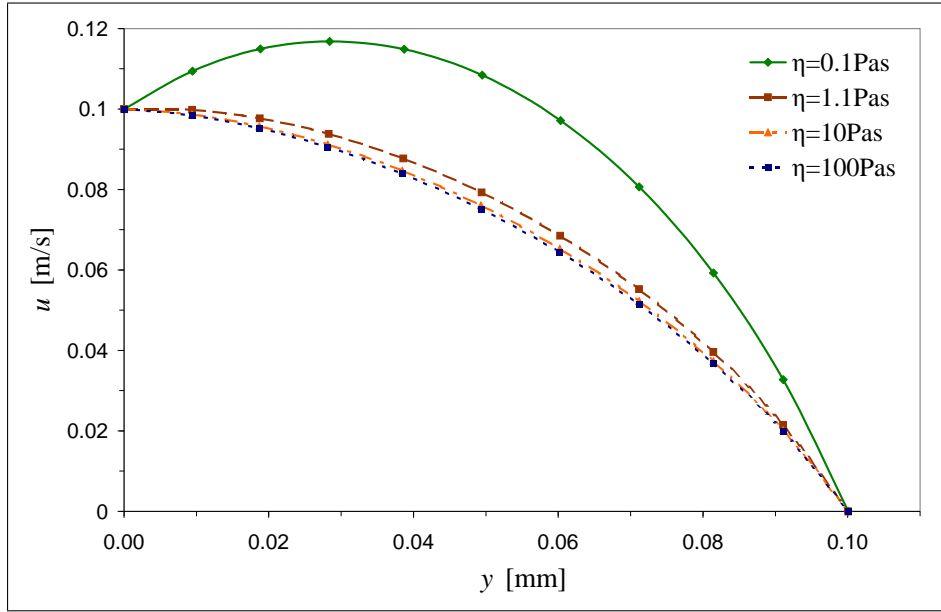


Abb. 3.38: Geschwindigkeitsprofil $u(y)$ am Spalt für verschiedene η . Mit steigendem η verändert sich das Profil immer weniger. ($v_T = 0.1 \text{ m/s}$)

$[0; s]$:

$$\dot{V}_S = \int_0^s u(y) dy = -\frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \Big|_{x=0} \cdot s^3 + \frac{1}{2} v_T s. \quad (3.13)$$

Der Volumenstrom rechts der Rakel, wo die Beschichtungsmasse über die gesamte Höhe mit dem Textil bewegt wird, ist $\dot{V}_T = d \cdot v_T$. Wegen der Massenerhaltung muss $\dot{V}_S = \dot{V}_T$ gelten und damit

$$d = -\frac{\partial p}{\partial x} \Big|_{x=0} \frac{s^3}{12\eta v_T} + \frac{s}{2}. \quad (3.14)$$

Hieraus folgt unter der Annahme eines negativen Druckgradienten am Spalt, dass die Schichtdicke $d \geq s/2$ ist. Für den hier betrachteten Fall einer Beschichtungsmasse mit einfachen newtonischen Viskositätseigenschaften und einem undurchdringlichen Gewebe wird also immer eine Beschichtung erreicht. Dies stimmt überein mit den Ergebnissen von Simulationsläufen für verschiedene Viskositäten und Textilgeschwindigkeiten, welche in Abb. (3.39) gezeigt werden.

Der Druckgradient lässt sich aus den beiden Beiträgen $\partial p_g / \partial x$ aufgrund der Gravitation und $\partial p_\eta / \partial x$ aufgrund der Viskosität zusammensetzen. Letzterer wird durch den Ansatz $\partial p_\eta / \partial x =: c_{p,\eta} \cdot v_T$ als proportional zur Textilgeschwindigkeit angenommen.

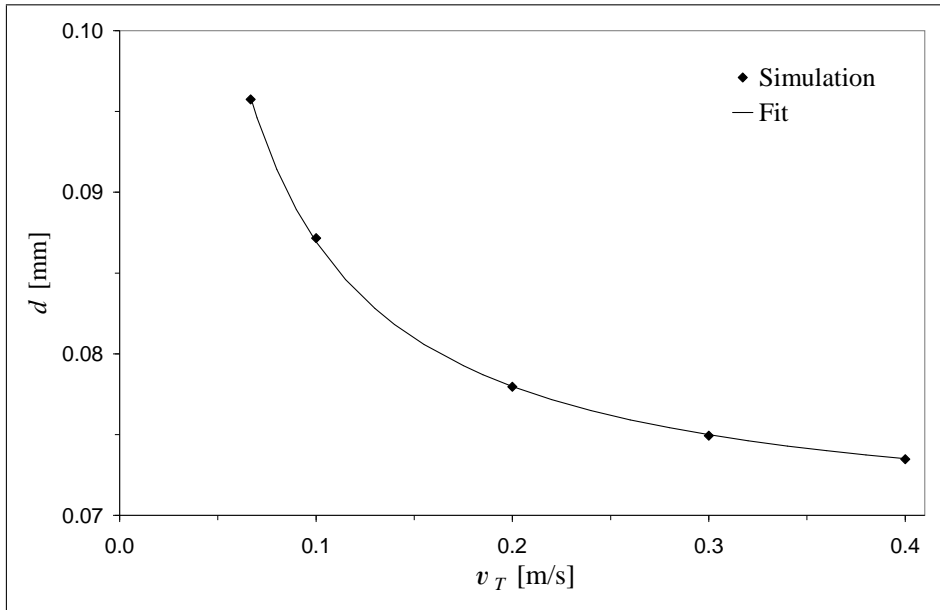


Abb. 3.39: Schichtdicke d in Abhängigkeit von der Textilgeschwindigkeit v_T . Fit an die Daten nach Gl. (3.15). ($\eta = 0.1 \text{ Pa s}$)

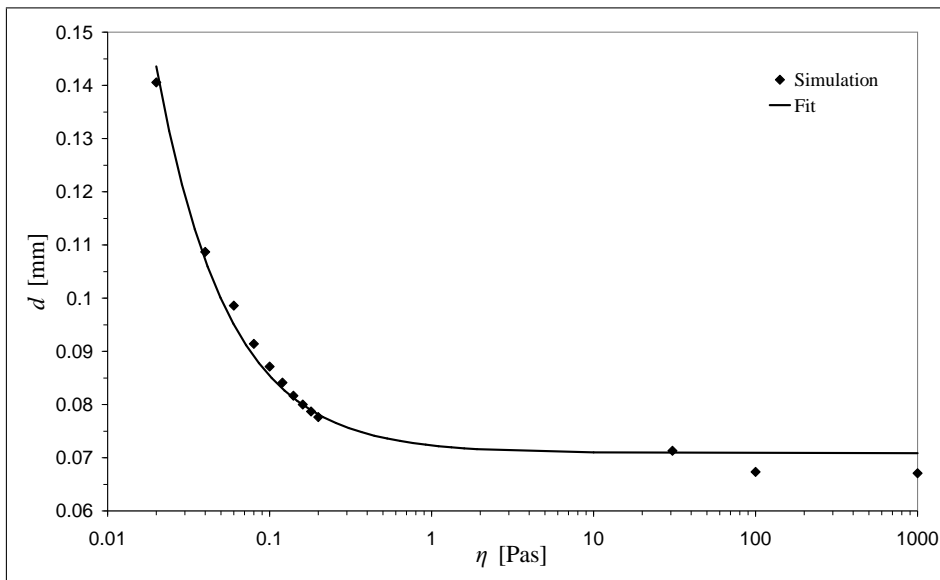


Abb. 3.40: Schichtdicke d in Abhängigkeit von der Viskosität η . Fit an die Daten mit dem Ansatz einer linearen Abhängigkeit von $\partial p / \partial x$ von η , analog zu Gl. (3.15). ($v_T = 0.1 \text{ m/s}$)

Damit wird Gl. (3.14) zu

$$d = -(\partial p_g / \partial x + c_{p,\eta} v_T)|_{x=0} \frac{s^3}{12\eta v_T} + \frac{s}{2}. \quad (3.15)$$

Dieser Ansatz wurde an die simulierten Wertepaare (d, v_T) aus Abb. (3.39) angefitet für $\eta = 0.1 \text{ Pa s}$ und $s = 0.1 \text{ mm}$. Daraus ergaben sich $\partial p_g / \partial x = -2.15 \text{ MPa/m} \pm 0.8 \%$ und $c_{p,\eta} = 82.8 \text{ MPa s/m}^2 \pm 0.18 \%$. Teilt man $\partial p_g / \partial x$ durch die Druckerhöhung $\Delta p_g = 515 \text{ Pa}$, so erhält man die Länge 0.24 mm . Diese ist die Länge der Strecke in x -Richtung, über die Δp_g bei angenommenem konstantem $\partial p_g / \partial x$ abfallen würde. Diese ist grob vergleichbar mit der Länge des Kanals unter der Rakel und damit plausibel.

Eine analoge Betrachtung wurde für d als Funktion von η mit konstantem $v_T = 0.1 \text{ m/s}$ gemacht. Abb. (3.40) zeigt die Simulationsergebnisse und den Fit mit einem der Gl. (3.15) analogen linearen Ansatz des Druckgradienten als Funktion der Viskosität.

3.3.1 Betrachtung der no-slip-Bedingung

Aus der Praxis ist bekannt, dass die Beschichtung in entscheidendem Maße von der Vorbehandlung der Textilien abhängt. Ein schlecht entschlichtetes Gewebe verhält sich anders als ein gut entschlichtetes Gewebe. Die in der Praxis auftretenden Materialeigenschaften werden dadurch zusätzlich komplexer. Daher müssen auch in der Simulation verschiedene Szenarien betreffs des Materialverhaltens in Betracht gezogen werden. In den vorangegangenen Simulation ist davon ausgegangen worden, dass die Beschichtung auf dem Textil eine vollständige Adsorption erfährt, das heißt, dass sich die Grenzschicht der Beschichtung mit der gleichen Geschwindigkeit bewegt, wie das Textil. Man spricht in der Simulation von einer „no-slip-Bedingung“. Diese Annahme wurde in einer weiteren Simulationsreihe aufgegeben und durch die Annahme einer geschwindigkeitsabhängigen Reibungskraft (Gleitreibung) ersetzt.

Die flächenspezifische Reibungskraft \vec{f} lässt sich über die Gleichung

$$\vec{f} = -k \cdot \vec{v}_r \quad (3.16)$$

beschreiben, mit k dem Haftreibungskoeffizienten und der Relativgeschwindigkeit $\vec{v}_r = \vec{v}_B - \vec{v}_T$. \vec{v}_B ist die Geschwindigkeit der Beschichtungsmasse an der Grenzfläche zum Textil. Abb. (3.41) und (3.42) zeigen die Simulationsergebnisse mit zwei verschiedenen Werten für k . Letztere wurden so gewählt, dass sich einmal $v_B \approx v_T$ und zum anderen $v_B < v_T$ ergab. Im letzteren Fall liegt v_B mit ca. 0.1 m/s bei einem Viertel



Abb. 3.41: Gleitreibung zwischen Textil und Beschichtungsmasse mit hohem Reibungskoeffizienten $k = 1 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$. \vec{v}_B ist ungefähr gleich \vec{v}_T . ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$, $\eta = 10 \text{ Pa s}$.)

von v_T . Die geringe Reibung zwischen Beschichtungsmasse und Textil bedingt bei gleicher Viskosität ein größeres \vec{v}_r . Der damit einhergehende verringerte Volumenstrom im Spalt hat eine Verringerung der Schichtdicke von $d = 0.0641 \text{ mm}$ auf 0.0145 mm zur Folge. In der Praxis könnte dies einem Abriss der Beschichtung gleich kommen, da das Textil im Allgemeinen eine Porosität aufweist und ein bestimmtes Volumen der Beschichtungsmasse aufnimmt. Andererseits ist unklar, inwieweit das Textil schon vor der Rakel Masse aufnimmt und somit bereits einen Sättigungsgrad erreicht hat.

3.3.2 Druckabfall an der Rakel

In allen Simulationen, welche mit der Spitzrakelgeometrie durchgeführt wurden, fiel auf, dass sich in der Masse unter der Rakelspitze ein Unterdruck ausbildete. Dieser verhielt sich linear zur Viskosität. Je größer η war, desto geringer wurde der Druck im Bereich der Rakel. Dies führte zwangsläufig dazu, dass bei genügend großer Viskosität der Druck negativ wurde. Abb. (3.43) zeigt den Abfall des Drucks bis hin zu negativen Werten des Absolutdrucks. Dieses unphysikalische Verhalten der Simulation ist auf die ihr zugrundeliegende Annahme einer konstanten Massendichte zurückzuführen. Die starre Vorgabe dieser Größe erzwingt zur Gewährleistung von Impuls- und Massenerhaltung eine künstliche Anpassung des Drucks.

Das Auftreten des Unterdrucks lässt sich durch die Beschaffenheit des Spalts zwischen Rakel und Textil erklären. Durch die Neigung der Rakel von 12° divergiert die-

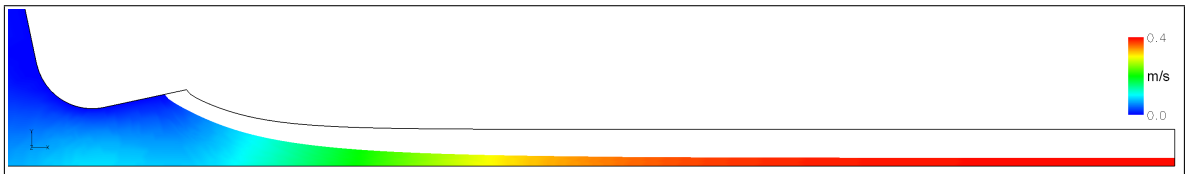


Abb. 3.42: Gleitreibung zwischen Textil und Beschichtungsmasse mit niedrigem Reibungskoeffizienten $k = 1 \times 10^4 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$. \vec{v}_B ist im Spalt bei $x = 0$ deutlich niedriger als \vec{v}_T . Der Umriss zeigt den Fall $k = 1 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$. ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$, $\eta = 10 \text{ Pa s}$.)

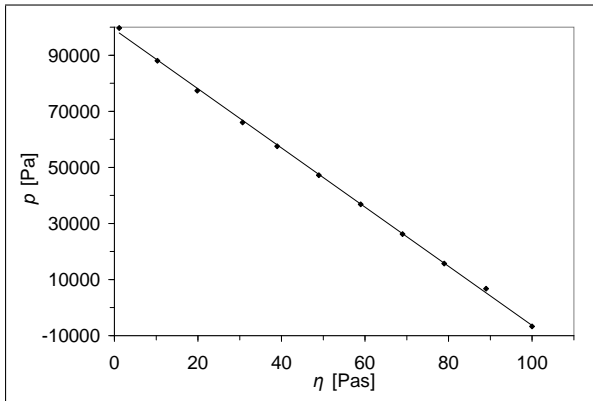


Abb. 3.43: Verminderter Druck unter der Rakelspitze mit steigender Viskosität η . Negativer Druck ab $\eta \approx 95$ Pa s. ($v_T = 0.1$ m/s.)

ser Spalt, sein Querschnitt nimmt also zu. Von der Rakelwand und dem Textil werden der Beschichtungsmasse an ihrem Rand eine feste Geschwindigkeit aufgezwungen (0 m/s bzw. v_T). In einer reinen Couette-Strömung, welche durch die Anwesenheit nur von viskosen Kräften charakterisiert ist, würde sich ein lineares Geschwindigkeitsprofil zwischen diesen Randwerten ausbilden. Bei zunehmendem Querschnitt bedeutete dies einen ebenso zunehmenden Volumenstrom, und damit aufgrund der vorgegebenen konstanten Dichte einen zunehmenden Massenstrom. An jeder Position im Spalt würde mehr Masse nach rechts abtransportiert als von links nachströmt, was aufgrund der konstanten Dichte nicht möglich ist. Daher bildet sich im Spalt ein Unterdruck und ein Druckgradient aus. Nach Gl. (3.12) bedingt dieser Gradient eine Krümmung des Geschwindigkeitsprofils. Dadurch ist es möglich, in schmalere Bereiche des Spalts die Durchschnittsgeschwindigkeit zu erhöhen bzw. in breiteren Bereichen zu verringern. Hierdurch gleichen sich die Volumenströme an, es stellt sich ein stationärer Zustand ein. Abb. (3.44) illustriert diesen Sachverhalt.

Das Ausmaß des Druckabfalls ist abhängig von der Viskosität. Je größer diese ist, desto größer ist das Bestreben der Flüssigkeit, ein lineares Geschwindigkeitsprofil zu etablieren, so dass eine Krümmung ein größeres Druckgefälle erfordert. Wird η in der Simulation gesteigert, nimmt auch das Druckgefälle zu, da dies im simulierten Modell die einzige Möglichkeit ist, den Volumenstrom durch den Spalt konstant zu halten und so die Massenerhaltung zu gewährleisten. In der Realität sind aber auch andere Reaktionen denkbar. So bedeutet Massenerhaltung nicht notwendigerweise auch einen konstanten Volumenstrom, denn dies gilt nur unter der Annahme einer konstanten Massendichte der Flüssigkeit. Ein immer weiter sinkender Druck hätte bei endlicher Temperatur unweigerlich eine Verdampfung zur Folge, die entstehende Dampfphase würde dann eine sehr variable Massendichte erlauben. Dieser Kavitationsvorgang er-

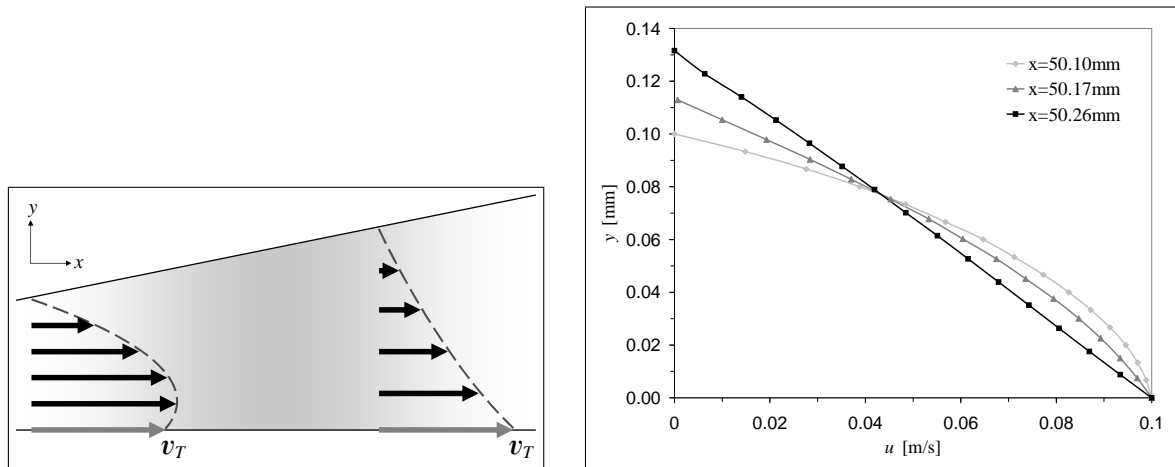


Abb. 3.44: Schematische Darstellung der Geschwindigkeitsprofile $u(y)$ für verschiedene x -Positionen im Spalt unter der Rakelspitze.

Links: Das höhere, aber flachere rechte Profil führt zu demselben Volumenstrom wie das linke.

Rechts: Auch die Simulation zeigt ein Abflachen des Profils mit steigendem x und Spaltquerschnitt. ($\eta = 100\text{ Pa s}$, $v_T = 0.1\text{ m/s}$, no-slip Bedingung.)

scheint jedoch in dem Szenario einer Textilbeschichtung unwahrscheinlich.

Desweiteren lässt sich die no-slip Annahme der Simulation nicht als selbstverständlich gegeben betrachten. Wird sie fallengelassen und eine niedrigere Geschwindigkeit der Auftragsmasse am Textil bzw. eine höhere an der Rakel im Vergleich zur Wandgeschwindigkeit zugelassen, lässt sich das Geschwindigkeitsprofil und damit die durchschnittliche Geschwindigkeit auch ohne Änderung der Krümmung variieren. Tatsächlich ist die Vertretbarkeit der no-slip Randbedingung im CFD-Bereich umstritten. Die experimentelle Überprüfung, in welchem Scherspannungsbereich eine gegebene Substanz an einem gegebenen Oberflächenmaterial anhaftet und wann ein Schlupf auftritt, ist schwierig, so dass bisher keine allgemeingültigen Aussagen getroffen werden können [30]. Für einfache Fluide, deren Moleküle aus einzelnen oder wenigen Atomen bestehen, kann die no-slip Bedingung am ehesten als gesichert angesehen werden. Für komplexe Fluide wie Polymere wird dagegen ein Schlupf experimentell beobachtet und die Ursache gilt auch als gut verstanden [53]. Ausgangspunkt ist die typische Polymerstruktur, bei denen lange Molekülketten ineinander verschlungen sind. Zusätzlich haften einzelne Ketten an angrenzenden Wänden an (siehe Abb. (3.45)). Unter Scherbeanspruchung werden diese Wandketten von den im Bulk befindlichen Molekülen entschlungen, so dass letztere leicht an ersteren vorbeigleiten können. Es entsteht der Eindruck eines Gleitens entlang der Festkörpergrenzfläche (sog. apparent slip; Fall (b) in Abb. (3.45)).

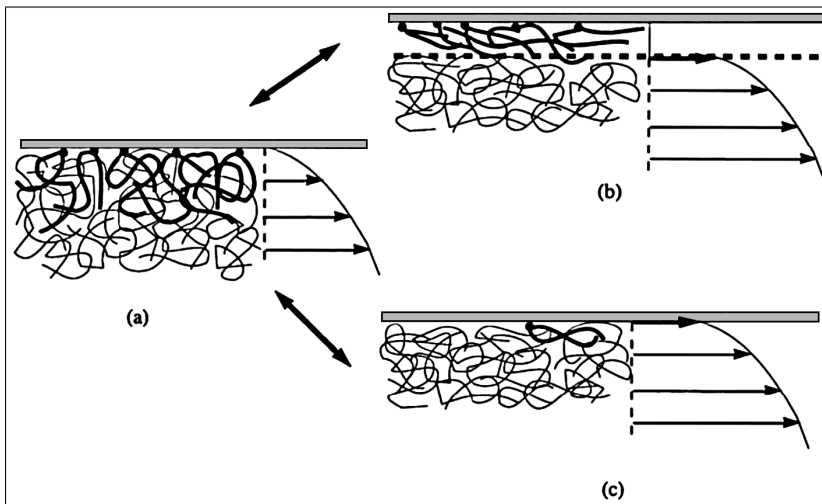


Abb. 3.45: Zum Schlupf von Polymeren. (a) Adsorbierte Wandketten und verschlungene Bulkketten ohne Scherspannung. (b) Entschlingung der Bulk- von den Wandketten bei hoher Adhäsion. (c) Desorption der Wandketten bei niedriger Adhäsion. (Aus [30])

Alternativ können sich die Wandketten im Falle kleiner Adhäsionskräfte von der Wand lösen und tatsächlich bezüglich der Grenzfläche gleiten (Fall (c)).

3.3.3 Einfluss des Unterdrucks auf das Textil

Eine weitere Möglichkeit, wie ein reales Beschichtungssystem auf den in Abschnitt 3.3.2 besprochenen Druckabfall reagieren könnte, ist ein Anheben der Textilbahn durch den bestehenden Druckabfall vom unterhalb des Textils herrschenden Umgebungsdruck zum Spaltbereich über dem Textil. Hierdurch könnte sich der Spalt verschmälern und insbesondere sich seine Divergenz verringern, was den Druckabfall vermindern sollte. Eine mit schmalerem Spalt einhergehende Reduzierung des Massenstroms würde darüberhinaus die Beschichtung beeinträchtigen, könnte also ein Grund für in der Praxis auftretende Beschichtungsprobleme sein. Jedoch haben die zur Prüfung dieser Vermutung durchgeführten Simulationen keine Relevanz dieses Phänomens ergeben.

Um eine Bewegung und Formänderung des Textils in der Simulation berücksichtigen zu können, wurde die boundary, welche die Grenzfläche von Textil und Auftragsmasse repräsentiert, ab dem Spalteingang ($x = 0.0193 \text{ mm}$) bis zum Domainende als free surface definiert mit einer Oberflächenspannung σ_T . Letztere repräsentiert die Zugspannung, welche auf die Textilbahn aufgrund der Antriebswalzen wirkt, und ist mitentscheidend für das Ausmaß der Textilbewegung. Dies illustrieren die Abb. (3.46) und (3.47). Für $\sigma_T = 1 \text{ N/m}$ ergab sich der erwartete Anstieg der Textilbahn. Am Aus-

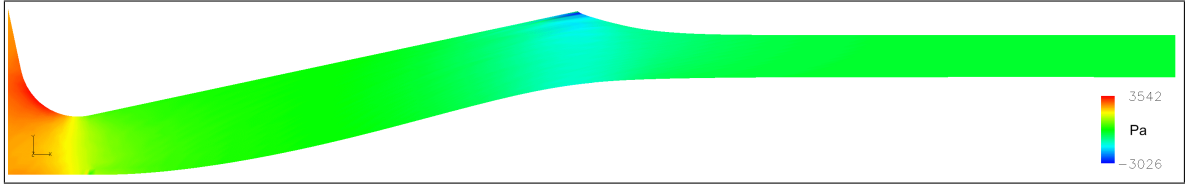


Abb. 3.46: Deutliche Anhebung des Textils aufgrund des Unterdrucks im Kanal und der Textilspannung $\sigma_T = 1 \text{ N/m}$. ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$)

gang der Domain bei $x = 1.9 \text{ mm}$ beträgt seine Höhe 0.168 mm . Für $\sigma_T = 9.81 \text{ N/m}$ war dagegen keine Bewegung des Textils auszumachen; der Hub am Ende betrug lediglich $8.99 \mu\text{m}$. Die vergleichsweise große Spannung lässt demnach keine wesentliche Krümmung der Textilbahn zu, welche mit dem Anheben einher geht. Dieses Ergebnis stimmt mit einer Abschätzung der Kräfte auf das Textil überein: Die auf das Textil nach unten wirkende Flächenkraftdichte aufgrund seiner Spannung ist $f_\sigma = \sigma_T/R$, mit R dem Krümmungsradius des Textils. Diese Kraft steht im stationären Zustand im Gleichgewicht mit der Druckdifferenz zwischen Textilober- zu Unterseite. Letztere beträgt in der Simulation $\Delta p \approx -1000 \text{ Pa}$. Das Gewicht des Textils kann hier vernachlässigt werden, da es bei angenommener typischer Textildicke von 1 mm und einer Massendichte von 1000 kg/m^3 mit ca. 10 Pa klein gegen Δp ist. Somit ergibt sich $R \approx \sigma_T / \Delta p = 1 \text{ mm}$ für die kleinere Spannung und $R \approx 9.81 \text{ mm}$ für die größere. Diese Krümmungsradien stimmen gut überein mit den in den Abb. (3.46) und (3.47) gezeigten Verläufen der Textilbahn im Bereich des maximalen Unterdrucks.

Bezüglich der Schichtdicke ergaben sich einmal $d = 0.0727 \text{ mm}$ im Fall kleiner Spannung und zum anderen $d = 0.0797 \text{ mm}$. Die Differenz von $-6.98 \mu\text{m}$ oder -9.1% zeigt tatsächlich eine Verminderung des Durchflusses der Beschichtungsmasse aufgrund der Anhebung, allerdings kann man diesen Effekt nicht wesentlich nennen. Darüberhinaus treten Spannungen in der Größenordnung von 1 N/m in Beschichtungsanlagen nur in seltenen Fällen auf, z.B. bei der Verarbeitung von Kunstleder. In vielen anderen Anwendungen kann σ_T Werte über 1000 N/m erreichen, so dass eine Verformung des Textils oder Einschnürung des Spalts nicht zu erwarten sind.

3.3.4 Nicht-Newtonische Viskosität

Die Vielzahl von gewünschten Eigenschaften, die ein Textil erfüllen soll, bedingt den Einsatz unterschiedlichster Substanzen als Beschichtungsmasse. Diese unterscheiden sich hinsichtlich ihrer rheologischen Eigenschaften, insbesondere ihrer Viskosität. Weit



Abb. 3.47: Schwache Anhebung des Textils aufgrund des Unterdrucks im Kanal und der Textilspannung $\sigma_T = 9.81 \text{ N/m}$. ($v_T = 0.4 \text{ m/s}$)

verbreitet als Beschichtungsmaterialien sind Polymere, welche aufgrund ihrer komplexen Molekülketten kein newtonisches Verhalten zeigen. Um den Einfluss dieser Materialeigenschaften auf den Beschichtungsprozess zu untersuchen, wurde das Beschichtungsmaterial Permutex ausgewählt und dessen Viskosität in Abhängigkeit von der Scherrate mit dem Rotationsviskosimeter Haake RS1 vermessen. Die grafische Auftragung zeigt Abb. (3.48). Da ein scherverdünnendes Verhalten zu erkennen ist, wurde der Power-Law-Ansatz entsprechend Gl. (1.3) gewählt. Dessen Divergenz für kleine Scherraten sollte für die in den hier betrachteten Beschichtungsprozessen hohen Scherraten in der Größenordnung $1000/\text{s}$ im Spaltbereich nicht von Bedeutung sein. Gl. (1.3) wurde mit dem Programm Origin 6.0 an die Meßdaten angefitet. Die gewonnenen Parameter K , λ und n wurden in PolyFlow eingestellt. Die Abb. (3.49) bis (3.51) zeigen das Simulationsergebnis als Konturplot der Viskosität η . Man erkennt den extremen Bereich, den η aufgrund der variierenden Scherrate abdeckt. Im Spalt mit $\dot{\gamma}$ im Tausender-Bereich liegt die Viskosität im Wesentlichen unter 1 Pa s . Am Ausgang der Domain, wo die Geschwindigkeit der Beschichtungsmasse über die gesamte Höhe v_T erreicht und $\dot{\gamma}$ ungefähr Null wird, steigt η in den vierstelligen Bereich. In Abb. (3.51) lässt sich diese problematische Eigenheit des einfachen Power-Law-Modells gut erkennen. Hier entstehen Bereiche extremer Viskosität, welche sich physikalisch nicht nachvollziehen und auf numerische Probleme schließen lassen. Realistischere Modelle wie das Bird-Carreau oder Cross-Gesetz sehen für kleine Scherraten eine Plateau-Zone vor. Hierzu werden jedoch zusätzliche Messdaten benötigt.

3.3.5 Zusammenfassung

Die Simulation einer Textilbeschichtung mit einer Auftragsmasse durch ein Walzenraket hat keine konkreten Hinweise auf Strömungsinstabilitäten als Ursache für Störungen in der Beschichtung ergeben. Unabhängig von Parametern wie Textilgeschwindigkeit und Viskosität wurde immer eine signifikante, d.h. mit der Spaltbreite zwischen Textil

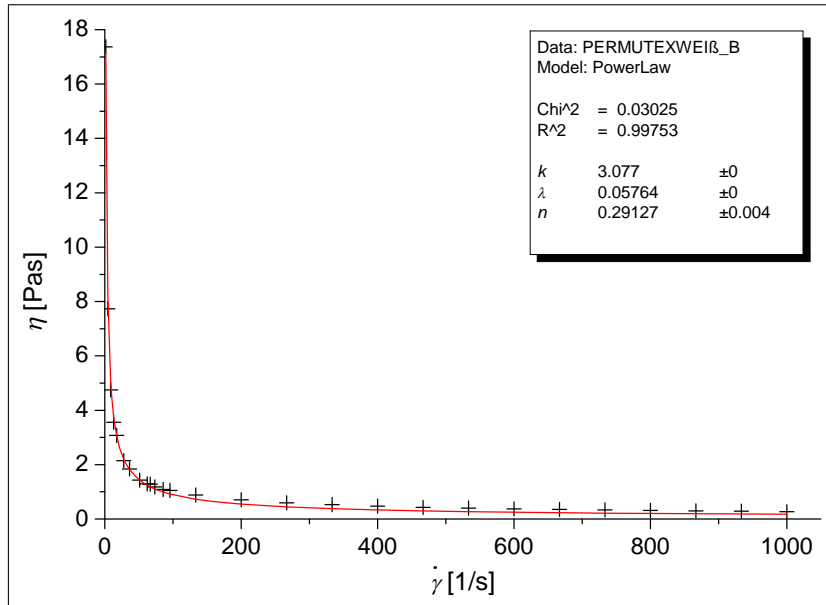


Abb. 3.48: Gemessene Viskosität η über der Scherrate $\dot{\gamma}$ von Permutex (+) und Verlauf des Datenfits gemäß Gl. (1.3) (rote Linie).

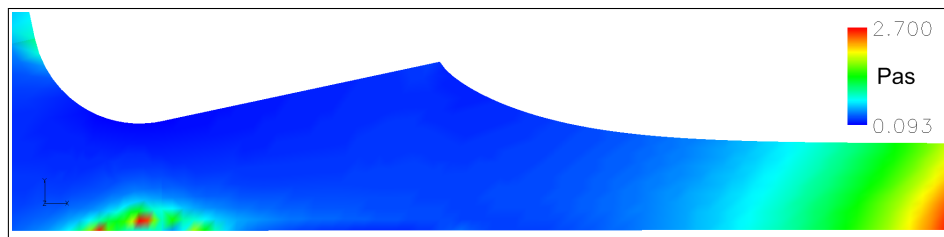


Abb. 3.49: Konturplot der Viskosität η im Spaltbereich mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$)

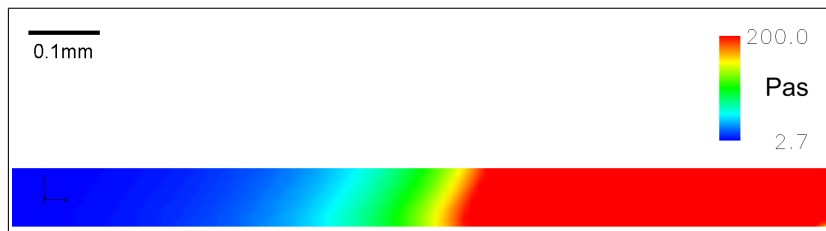


Abb. 3.50: Konturplot der Viskosität η im Bereich der Beschichtung mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$)

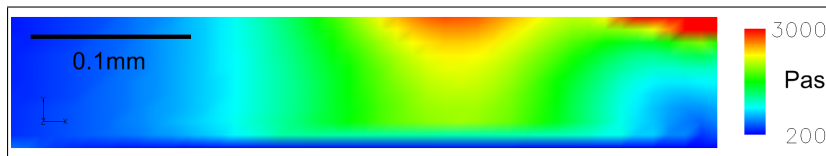


Abb. 3.51: Konturplot der Viskosität η am Ausgang der Domain mit einer Power-Law-Abhängigkeit von der Scherrate $\dot{\gamma}$. Der Power-Law-Ansatz führt zu numerischen Problemen. (Farbskala eingeschränkt; $v_T = 0.4 \text{ m/s}$)

und Messer vergleichbare, Schichtdicke erzielt. Auch die Verwendung des realistischeren Power-Law-Modells für die Viskosität anstelle des newtonischen hatte keine Auswirkung. Einzig die Aufgabe der no-slip-Bedingung zwischen Auftragsmasse und Textil ergab eine deutliche Verringerung des Volumenstroms unter der Rakelspitze und damit der Schichtdicke. Die Annahme eines Schlupfs kann für polymere Auftragsmassen vertreten werden, da in geeigneten Experimenten für Polymere ein Schlupf beobachtet und durch die Struktur der Polymerketten erklärt wird [53]. Für die spezifische Situation eines Walzenrakels fehlt jedoch bisher ein experimenteller Nachweis.

In den Simulationen wurde ein Unterdruck beobachtet, welcher sich unter der Rakelspitze mit zunehmender Viskosität einstellt. Dieser Druck sinkt linear mit der Viskosität und erreicht so auch negative Werte. Dies kann durch die vereinfachende Annahme einer konstanten Massendichte in der Simulation erklärt werden. In der Realität sind auch Effekte wie eine Kavitation denkbar, die ein Zerreißen der Flüssigkeit bewirken und den Beschichtungsprozess unterbrechen. Dieser Vorgang kann von der Simulationssoftware nicht erfasst werden, so dass keine Aussage gemacht werden kann, ob die auftretenden Kräfte groß genug sind.

Darüber hinaus bleiben in der Simulation auch andere Effekte wie eine mögliche Verdampfung der Auftragsmasse durch den verringerten Druck unberücksichtigt. Diese Verdampfung würde eine variable Massendichte des Fluids ermöglichen und die Massenerhaltung auch bei unterschiedlichen Volumenströmen entlang des Kanals zwischen Rakelspitze und Textil gewährleisten. Somit würden eine mit der Viskosität stetig wachsende Krümmung des Geschwindigkeitsprofils und der dazu erforderliche Unterdruck nicht auftreten. Entsprechend könnte auch das Auftreten eines Schlupfs das Absinken des Drucks in der Realität vermeiden.

Kapitel 4

Zusammenfassung

Strömungsvorgänge bilden einen wesentlichen Bestandteil zahlreicher Prozessabläufe u.a. in der Textilindustrie. Dabei spielt es keine Rolle, ob das Fluid ein wesentlicher Bestandteil der Verarbeitung ist wie in der Beschichtung von Textilien mit flüssigen Auftragsmassen, ein Hilfsinstrument zur Wärmeübertragung wie in der Heißlufttrocknung oder ein ungewolltes Störelement wie in der Baumwollreinigung. In dieser Arbeit wurde versucht, die genannten Verfahren numerisch zu simulieren. Physikalische Basis waren die Kontinuums Gleichung, die Navier-Stokes-Gleichung und die Energiegleichung. Zur numerischen Lösung dieser Gleichungen wurden die Softwarepakete FLUENT bzw. PolyFlow verwendet.

4.1 Simulation der Luftströmung in Baumwollreinigern

Die Reinigung von Baumwolle bedarf aufgrund der dichten Struktur und den in ihr eingebetteten Verunreinigungen spezieller Verfahren. Weit verbreitet ist die Methode, die Baumwolle durch schnell laufende Walzen einer Beschleunigung auszusetzen. Je massiger ein Schmutzpartikel ist und je loser es in der Baumwolle verhaftet ist, desto weniger kann es dieser Bewegung folgen und wird abgetrennt. Dies gilt vergleichsweise gut für Verunreinigungen wie kleine Steine, aber weniger für leichte Partikel wie Pflanzenreste, mit Fasern behaftete Samenschalenteile und Nissen. Für diese ist eine weitaus höhere Drehzahl der Walze vonnöten, welche aber auch eine vermehrte Luftbewegung und Wirbelbildung bedingt. Aufgrund ihrer geringen Masse und ihres Luftwiderstandes werden letztgenannte Partikel hierdurch stark beeinflusst, so dass sie nach der Abtren-

nung von der Baumwolle keiner geraden Trajektorie tangential zur Rotorbewegung folgen, sondern wieder zurückgesaugt werden können.

Zur Vermeidung der Rückbewegung und der damit einhergehenden Verschlechterung der Reinigungseffizienz wurden zunächst Parameterstudien an der Reinigungsstelle durchgeführt. Die variierten Größen umfassten den Radius der Messerkante, den Winkel des Messers und den Abstand des Niederhalters zur Garnitur. Weiterhin wurden die Länge des Niederhalters und des Auswurfkanals verändert. Diese Maßnahmen erbrachten allerdings keine nennenswerte Verbesserung. Als Maßstab diente hierfür die Bilanz der Massenströme, die am Niederhalter, am Messer und über im Auswurfkanal auftraten. Angestrebt wurde ein nach unten gerichteter Strom, so dass den Bereich des Auswurfkanals mehr Luft verlässt als zugeführt wird. Dazu muss der über dem Niederhalter von rechts zufließende Massenstrom größer als der über dem Messer nach links weiterströmende sein. Das Verhältnis dieser Größen konnte durch einen zusätzlichen Spalt zwischen Statorwand und rechter Seite des Niederhalters verbessert werden. Über diesen Spalt kann zusätzliche Luft angesaugt werden, welche die Bilanz verbessert. Die Ansaugung wird durch den Abstand zwischen Niederhalter und Walze verursacht. Da dieser größer ist als derjenige rechts vom Niederhalter zwischen Statorwand und Walze, treibt die rotierende Walze die Luft über einen größeren Querschnitt. Hierdurch entsteht die Tendenz zu einem größeren Volumenstrom. Dieser lässt sich durch die zusätzliche Zufuhr über den Spalt speisen.

Ähnliche Verhältnisse bestehen auch im Bereich links vom Messer, dem Ablösekanal. Auch dieser weist einen größeren Querschnitt auf als die benachbarte Region über dem Messer. Ohne zusätzliche Luftzufuhr bewirkt der größere Volumenstrom ein Abpumpen der Luft und mithin einen Unterdruck. Dieser hat eine Sogwirkung auf den Auswurfkanal und bewirkt die Rückführung leichterer Partikel zur Garnitur. Entsprechend zur Situation am Niederhalter wurde hier ein zusätzlicher Spalt direkt links hinter dem Messer eingesetzt, welcher den erhöhten Volumenstrom bedienen und so die Ausbildung des Unterdrucks vermindern konnte.

Der positive Saugeffekt des Niederhalters ließe sich möglicherweise noch vergrößern. Dies könnte durch eine Verlängerung desselben oder einen größeren Abstand zur Garnitur bewerkstelligt werden. Problematisch ist dabei die Vernachlässigung seiner eigentlichen Funktion. Der Niederhalter soll vermeiden, dass die Baumwolle sich vor dem Passieren des Messers von der Garnitur löst, aber den Partikeln genügend Spielraum zum Verlassen des Rotorbereichs geben, damit sie unter der Messerkante abgeschieden werden. Ein zu langer oder zu weit abstehender Niederhalter wäre kein guter Kom-

promiss mehr. Ein denkbare Alternative könnte ein Niederhalter sein, der nicht als geschlossene Fläche, sondern als Gitter konstruiert ist. Dieser wäre für die Baumwolle ein mechanisches Hindernis und gleichzeitig für die Luft durchlässig. Er könnte dicht unter der Garnitur platziert werden, um die Baumwolle auf der Garnitur zu halten, und gleichzeitig die Übertragung der Rotorbewegung auch auf den unter ihm befindlichen Luftbereich zulassen, so dass ein größerer Massenstrom zum Auswurfkanal hin erzeugt wird.

Zu beachten ist in diesem Zusammenhang, dass eine Optimierung auf einen möglichst großen Luftstrom aus dem Auswurfkanal sich negativ auf den Ertrag der Baumwolle auswirken kann. Durch den Strom können vermehrt Fasern mitgerissen und ausgeschieden werden.

4.2 Simulation eines Spannrahmentrockners

Die Zielsetzung war die Optimierung der Trocknungsgeschwindigkeit in einem Spannrahmentrockner. Hierzu sollte insbesondere eine Verbesserung des Wärmeübergangs zwischen Luft und Textil erreicht werden. Dieser wird von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst, welche ihren Ursprung in den Eigenschaften der bei einem Trocknungsprozess zusammen spielenden Materialien haben. Diese sind die Luft, das Textil selbst sowie das im Textil enthaltene Wasser, einmal in flüssiger und einmal in gasiger Form. Hieraus ergeben sich drei Aspekte, welche die Betrachtung des Problems aus der Sicht einer CFD-Simulation verkomplizieren. Zum einen muss zwischen der Gasphase des Wassers und der Luft unterschieden werden. Dies ist mit dem zur Verfügung stehenden „Species Transport“-Modell möglich. Zum zweiten muss das Wasser auch als Flüssigkeit einbezogen werden. Hierfür existiert das „Volumes of Fluid“-Modell. Voraussetzung für dessen Nutzung ist allerdings die geometrische Definition des Bereichs, den das Wasser im Textil einnimmt. Dies bedingt ebenfalls die Modellierung des Textils mit seinen Einzelfäden und Poren und lässt sich somit nicht mit vertretbarem Aufwand realisieren. Zum dritten ist das Textil selbst ein Wärmespeicher, der Energie aufnimmt und leitet. Dies würde es erfordern, das Textil als Festkörper ebenfalls in die Simulation aufzunehmen. Damit entfällt aber die Möglichkeit, seine Porosität über das entsprechende Modell nur phänomenologisch als erhöhten Strömungswiderstand zu definieren, da dieses Modell nur die Auswirkung des Materials auf das Strömungsverhalten berücksichtigt. Dabei wird von einem thermischen Gleichgewicht des Textils und der es durchströmenden Trocknerluft ausgegangen; d.h. das Textil hat grundsätzlich dieselbe

Temperatur wie diese. Um einen Wärmeübergang und einen diesen voraussetzenden Temperaturgradienten zwischen Luft und Textil nachbilden zu können unter Einbeziehung der Porosität, müsste das Textil als eigenständige Festkörperkomponente mit seinen Details geometrisch nachgebildet werden. Hierauf musste aufgrund der zu großen Komplexität verzichtet werden. Stattdessen wurde versucht, das poröse Modell so zu erweitern, dass auch der Temperaturhaushalt des Textils und der auf ihm enthaltenen Feuchtigkeit als eigenständiger Parameter in die Simulation einfließen konnte.

Diese Ergänzung des Modells erfolgte über eine UDF. Hierdurch wurde gezeigt, dass die Einbeziehung des Textils als eigenständige Komponente, vor allem im Hinblick auf einen separaten Wärmehaushalt, in die Simulation möglich ist bei gleichzeitiger Nutzung des porösen Modells der Simulationssoftware FLUENT. Damit ist eine wesentliche Voraussetzung für die Nachvollziehbarkeit des Wärmeaustauschs zwischen Luft und Textil geschaffen und damit für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl.

Darüber hinaus wurde auch mit der Implementierung eines Modells begonnen, welches die Verdampfungs- und Verdunstungsvorgänge am Textil nachbildet. Hieraus ergab sich ein Einblick in den Abtransport von Wasserdampf aus porösen Materialien. Mit der hier verwendeten Porosität $\gamma = 0.2$ dominiert die Durchströmung des Textils diesen Prozess, indem der Wasserdampf durch das Textil auf die gegenüberliegende Düsenseite gedrückt wird.

Ein weiterer Aspekt betraf die Untersuchung des Strömungsverlaufs der Trocknerluft in der dreidimensionalen Trocknersektion. Hier wurden einmal die globale Luftführung betrachtet, und zum anderen die Details in der Ausbildung der Strömung im Bereich zwischen Düsen und Textil. Im ersteren Fall konnte ein Wirbel im Bereich vor dem Ventilatorzulauf ausgemacht werden, welcher die Luftumwälzung behindert. Er verkleinert die für die Zuströmung zum Ventilator verfügbare Höhe, so dass die Luft im verbleibenden Teil schneller strömen muss, um den Volumenstrom aufrecht zu erhalten. Eine höhere Geschwindigkeit bedingt eine größere Scherrate und damit steigende Reibungsverluste, sowohl in der laminaren Strömung unterhalb des Wirbels als auch im Wirbel selbst.

Ähnlich verhält es sich mit den im Zwischenraum von Düsen und Textil beobachteten Wirbeln. Neben des Energieverlustes durch Reibung bedingen diese auch eine höhere Verweildauer der Luft am Textil. Die von den Düsen angelieferte, trockene Luft kann sich in den Wirbeln mit bereits angefeuchteter Luft vermischen, was den Partialdampfdruck des Wassers und somit die Kondensationsrate erhöht und die Trocknungsleistung senkt. Durch die Vermischung ist zwar auch ein positiver Effekt denkbar,

da der Wirbel Feuchtigkeit aufnehmen und direkt nach oben vom Textil weg befördern kann. Für einen nachhaltigen Abtransport ist es aber erforderlich, dass der Wirbel an seiner oberen Begrenzung diese Feuchtigkeit an einen Luftstrom abgeben kann, der sie dann endgültig ableitet. Durch die Düsenfingerwand wird ein solcher Abstrom aber verhindert, so dass der Wirbel den aufgenommenen Wasserdampf wieder zum Textil zurückleitet.

Des Weiteren wurde die Temperaturverteilung auf dem unbewegten Textil untersucht. Hier zeigte sich eine Unegalität derselben dergestalt, dass die Temperatur in Richtung der Fingerenden zunahm. Dies kann auf die unterschiedliche Luftaustrittsgeschwindigkeit an den Düsen zurückgeführt werden. Diese steigt ausgehend von rund 30 m/s um ca. 20 % in y -Richtung an. Diese quer zur Textilbahn verlaufende Ungleichmäßigkeit kann durch die in der Praxis stattfindende Textilbewegung entlang der x -Achse nicht ausgeglichen werden. Eine möglichst konstante Austrittsgeschwindigkeit kann daher als wichtig angesehen werden.

4.3 Simulation der Strömung der Auftragsmasse eines Walzenrakels

Grundlegende Voraussetzung für die Simulationen war eine genaue Analyse der Beschichtungsprozesse. Dies umfasste die detaillierte geometrische Abbildung und die qualitative und quantitative Erfassung der relevanten rheologischen Parameter. Mit Hilfe des Softwarepaketes PolyFlow wurde die Ausbildung der Beschichtungen ermittelt. Es wurde das in der Industrie häufig verwendete Verfahren des Walzenrakels mit Spitz- und Schuhrakel simuliert. Dabei wurden die Parameter Warengeschwindigkeit, Viskosität, Rakeltyp und Rakelstellung, Textilspannung, Temperatur und Textiloberfläche untersucht. Weiterhin wurden die Auswirkung eines Schlupfs zwischen Auftragsmasse und Textil sowie des Unterdrucks unter der Rakelspitze untersucht.

In einem ersten Arbeitsabschnitt wurde das zweidimensionale Modell eines Walzenrakels mit Hilfe technischer Zeichnungen aus der Industrie generiert. Die ersten Simulationsergebnisse wurden mit analytischen Rechnungen verglichen, um eine Abschätzung über die Genauigkeit der Simulationsergebnisse zu erhalten.

Die Untersuchungen der Abhängigkeit der Beschichtungsdicke von der Warengeschwindigkeit und Viskosität ergaben, dass die Schichtdicke sowohl mit zunehmender Warengeschwindigkeit als auch mit zunehmender Viskosität abnimmt. Feststellbar war

die in der Praxis bekannte Erfahrung, dass bei sehr kleinen Viskositäten die Schichtdicke größer wird als die vorgegebene Spaltbreite. Grund hierfür ist, dass der hydrostatische Druck die Beschichtungsmasse durch den Spalt drückt. Ab einer Viskosität von ca. 10 Pa s erreicht die Schichtdicke einen konstanten Wert, der im allgemeinen kleiner war als die vorgegebene Spaltbreite.

Allgemein wurden bei diesen Simulationen immer optimale Schichten erzeugt. Die Variation der Parameter Viskosität, Warengeschwindigkeit, Kontaktwinkel und Oberflächenspannung führte lediglich zu unterschiedlichen Schichtdicken. Die Entstehung von Abrissen, Rheologiestreifen oder Dilatanzbuckeln konnten nicht simuliert werden. Aus physikalischer Sicht sind Abrisse mit den Modellvorgaben einer Kontinuumsmechanik auch nicht zu erwarten, da die mikroskopischen Eigenschaften der Beschichtungsmasse nicht in das Modell mit eingehen. Zu erwarten gewesen wären allerdings Rheologiestreifen oder Dilatanzbuckel, da diese strömungstechnisch durch Wirbelbildung entstehen könnten.

In den Simulationen wurde anfangs eine „no-slip-Bedingung“ angenommen, d.h. es besteht eine optimale Haftung zwischen Beschichtungsmasse und Textil. Dies ist in der Praxis auch immer dann gegeben, wenn das zu beschichtende Substrat richtig gereinigt wurde. Diese Bedingung wurde in weiteren Simulationsrechnungen aufgegeben und durch eine geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft angenommen. Bei diesen Simulationen konnte gezeigt werden, dass durch eine plötzliche Absenkung der Haftreibung die Schichtdicke signifikant verringert werden kann.

Bei Simulationsrechnungen sind Parameter zugänglich, die in der Praxis nicht oder nur mit erheblichem Aufwand messbar sind. So zeigte sich in den Simulationen, dass unter dem Rakel rechts vom Spalt ein Unterdruck entsteht. Dies könnte zur Folge haben, dass Textil und Rakel sich annähern und einen Abriss der Beschichtung über die gesamte Breite verursachen. Um diesen Prozess der Anhebung zu simulieren, wurde das Textil als freie Oberfläche modelliert. Die damit durchgeführten Simulationen zeigen, dass das Textil durch den Unterdruck tatsächlich abhebt. Dennoch müssen diese Simulationen mit Vorsicht betrachtet werden. So wurde ein beliebiges Absinken des Drucks mit steigender Viskosität beobachtet. Dieses unphysikalische Verhalten ist vermutlich auf die vereinfachte Modellierung durch die Software zurückzuführen. Das strömende Medium wird grundsätzlich nur in einer Phase betrachtet, nämlich der flüssigen. Eine Verdampfung findet grundsätzlich nicht statt, der Parameter Dichte wird damit als konstant angenommen. Die Massenerhaltung bedingt somit eine Volumenerhaltung, mithin einen konstanten Volumenstrom in dem Kanal zwischen Rakelspitze und Tex-

til. Dieser kann aufgrund der wachsenden Kanalhöhe nur durch einen Druckanstieg entlang des Kanals gewährleistet werden. Da der Außendruck vorgegeben ist, wird der Anstieg durch einen Unterdruck im Kanal realisiert. Mit beliebig großer Viskosität wird dieser ebenfalls beliebig groß. In der Realität könnte die Flüssigkeit darauf mit einer Verdampfung reagieren. Ein solcher Kavitationseffekt ist allerdings eher unwahrscheinlich. Eher ist es denkbar, dass vorher andere in der Simulation gemachte Annahmen wie die no-slip-Bedingung verletzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] AIDUN, C. K.: Principles of Hydrodynamic Instability in Coating Systems. In: *IPST Technical Paper Series* (1990), Nr. 346, S. 1–51 19
- [2] ANONYM: Beschichtungsmaschinen. In: *ITB Vliesstoffe/Technische Textilien* 43 (1997), Nr. 1, S. 16–19 15, 17
- [3] BAHNERS, T. ; SCHLOSSER, U. ; SCHMIDT, M. ; SCHOLLMMEYER, E.: Erhöhung der Trocknungsgeschwindigkeit von Textilbahnen in einem Spannrahmen durch Verbesserung des Wärmeübergangs mit Hilfe der CFD-Simulation / DTNW. 2007 (DTNW-Mitteilung 60). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14309 N 13
- [4] BAHNERS, T. ; SCHLOSSER, U. ; SCHMIDT, M. ; SCHOLLMMEYER, E. ; SANGL, R.: Simulation des Verhaltens hochviskoser Auftragsmassen bei der Beschichtung textiler Materialien und beim Streichen von Papier / DTNW. 2007 (DTNW-Mitteilung 62). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14316 N 15
- [5] BÖDDEKER, B. ; PEETERS, A.: Silikonelastomere für textile Beschichtungen im Überblick. In: *ITB Färberei / Druckerei / Ausrüstung* 1 (1997), S. 13–16 16
- [6] BOHIN, F. ; POUCHOLON, A. ; SURPRENANT, R.: A new generation of silicone elastomers for airbag coatings. In: *Journal of Coated Fabrics* 27 (1998), S. 326–327 16
- [7] BUTLER, N.: Polyurethane coatings keep Baxenden Chemicals sweet. In: *Technical Textiles International* 9 (2000), Nr. 3, S. 14–16 16
- [8] CAMERON, A.: *Principles of Lubrication*. Longmans, London, 1966 18

- [9] CHANDLER, H. W. ; GEORGE, S. D. ; LIDDLE, J.: Deformation and flow of stiff pastes: review of rheology of some soft solids. In: *British Ceramic Transactions* 101 (2002), Nr. 2, S. 47–58 15
- [10] CHEN, S. ; DOOLEN, G.D.: Lattice Boltzmann method for fluid flows. In: *Annu. Rev. Fluid Mech.* (1998), Nr. 30, S. 329–364 2
- [11] CLEMENT, C. F. ; KULMALA, M. ; VESALA, T.: Theoretical consideration on sticking probabilities. In: *J. Aerosol Sci.* 27 (1996), S. 869–882 47
- [12] CLEVE, E. ; BACH, E. ; SCHOLLMAYER, E.: 3-dimensionale Strömungsberechnungen im Färbeapparat. In: *Textilveredlung* 9 (2000), Nr. 10, S. 25–28 1
- [13] EHRET, H.-H.: *Die analytische und mathematische Beschreibung des Trocknungsprozesses von Textilgütern unter Berücksichtigung der kombinierten Trocknung und Fixierung*, RWTH Aachen, Diss., 1982 14
- [14] FRIEDRICH, I.: *Modell zur Beschreibung des Verhaltens textiler Flächegebilde bei Durchlüftungstrocknung*, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, Diss., 1981 14
- [15] GILHAUS, K. F.: *Ein Beitrag zum Mechanismus der Baumwollreinigung*, RWTH Aachen, Diss., 1982 11
- [16] GLAWE, A. ; REUSCHER, R.: Die Anwendung moderner Beschichtungstechnologien bei der Herstellung von textilen Schutzabdeckungen für Werkzeugmaschinen. In: *8. Chemnitzer Textilmaschinentagung*, 2001, S. 187–194. – 24-25 Okt. 15, 17
- [17] GLAWE, A. ; REUSCHER, R.: Neue Beschichtungstechnologien für Berufs- und Schutzbekleidung Beschichtungsmaschinen. In: *2nd Internat. Forum a. Symp. for High-tech Apparel Textiles, Messe Frankfurt*, 2002, S. 1–7. – 13-15 Mai 15
- [18] GLAWE, A. ; REUSCHER, R. ; GIESSMANN, A.: New technologies for coating of technical materials. In: *Technische Textilien* 45 (2002), Nr. 2, S. 68–70 15, 17
- [19] HARDTKE, G. ; BRAETER, K.: Beschichtung textiler Flächen mit wässrigen Polyacrylat-Dispersionen nach dem Streichverfahren. In: *Melliand Textilber.* 77 (1996), Nr. 4, S. 250–252 16
- [20] HEMMRICH, J.: Polyurethanbeschichtung ohne Lösungsmittel. In: *International Textile Bulletin* 39 (1993), Nr. 56, S. 53–54 16

- [21] HERLINGER, H. ; ERZINGER, U. ; SCHULZ, G.: Rheologische Charakterisierung und Qualitätsbeurteilung von Druckpasten und Verdickungen. In: *Textil Praxis International* 46 (1991), Nr. 3, S. 247–252 15
- [22] HEWSON, M.: saving schemes make their mark. In: *International Dyer* 182 (1997), Nr. 2, S. 9–10 13
- [23] HILGEROTH, E.: Wärmeübertragung bei Düsenströmung senkrecht zur Austauschfläche. In: *Chemie-Ing.-Techn.* 37 (1965), Nr. 12, S. 1263–1272 14
- [24] JEHL, V.: *Analyse der Faservereinzelung im Kardierprozess zur Vermeidung einer Faserschädigung*, Universität Stuttgart, Diss., 2002 10, 20
- [25] KIM, J. K. ; MIN, B. R.: Theoretical study of knife coating process. In: *Plastics, Rubber, and Composites Processing and Application* 20 (1993), Nr. 2, S. 101–106 16
- [26] KLEIN, W. ; SCHNEIDER, U.: die Putzerei - entscheidend für Qualität und Wirtschaftlichkeit. In: *ITB Garnherstellung* (1992), Nr. 2, S. 17–23 12
- [27] KNITTEL, D. ; SCHOLLMAYER, E.: Zur Rheologie von PVC-Plastisol-Weichmachungsmittel-Pasten. In: *Textil Praxis International* 43 (1988), Nr. 2, S. 180–187 15
- [28] KRISHNAN, K.: New applications for breathable hydrophilic and non-hydrophilic coatings. In: *Journal of Coated Fabrics* 25 (1995), S. 103–114 16
- [29] KUHR, C.: *CFD-Simulation der dynamischen Eigenschaften großer Kerosin- und Heptan-Poolflammen*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 2008 1
- [30] Kapitel 15. In: LAUGA, E. ; BRENNER, M. P. ; STONE, H. A.: *Handbook of Experimental Fluid Dynamics*. Springer, 2005 g, 67, 68
- [31] LEITNER, H. ; SCHOEPKE, H. ; DUERRBECK, P.: Neues über Polyacrylatschichten im Hinblick auf moderne Verfahrenstechniken. In: *26. Internationale Chemiefasertagung Dornbirn*, 1987, S. 1–27 16
- [32] 47
In: LIDE, D. R. (Hrsg.): *Handbook of chemistry and physics*. 62. CRC Press, 1981–1982, S. D–168

- [33] LOMAX, G. R.: Hydrophilic polyurethane coatings. In: *Journal of Coated Fabrics* 20 (1990), S. 88–107 16
- [34] MILLES, G. M.: Beschichten textiler Trägerbahnen. In: *Coating* 27 (1994), Nr. 12, S. 425–427 15
- [35] NOWAK, U. ; CHANTRELL, R. W. ; KENNEDY, E. C.: Monte Carlo Simulation with Time Step Quantification in Terms of Langevin Dynamics. In: *Phys. Rev. Lett.* 84 (2000), S. 163–166 1
- [36] PABST, M. ; WERSCH, K. van: Möglichkeiten zur Kostenreduzierung bei energieintensiven Trocknungs- und Verweilprozessen in der Textilveredlung. In: *Melliand Textilber.* 1 (1983), S. 66–70 14
- [37] PATERMANN, H-D.: Technologie der Rakel-, Siebkopf- und Walzenauftragssysteme. In: *Coating* 21 (1988), Nr. 12, S. 449–451 16
- [38] PETER, M. ; ROUETTE, H. K.: *Grundlagen der Textilveredlung, Handbuch der Technologie, Verfahren und Maschinen.* Bd. 13. Auflage. Dt. Fachbuchverlag, 1989 13
- [39] REUSCHER, R.: Neue Beschichtungstechnologien. In: *Beschichtung von technischen Textilien*, 2001, S. 1–12. – Fachtagung Würzburg 16, 17
- [40] ROCHERY, M. ; YROMAN, I. ; GUEGUEN, V. ; LAM, T.: Formulations of polyurethane incorporating silicone for coating. In: *18th IFATCC Congress 1999, Copenhagen, DK*, 1999, S. 104–108 16
- [41] ROEHRIG, M. ; SHAW, D. ; LANGLOIS, M. ; SHEEN, C.: Use of evaporated acrylate coatings to smooth the surface of polyester and polypropylene film substrates. In: *Journal of Coated Fabrics* 29 (1999), Nr. 1, S. 58–74 16
- [42] 17
In: ROUETTE, H. K.: *Lexikon für Textilveredlung.* Laumann Verlag Dülmen, 1995, S. 1692–1699
- [43] SCHADLER, N.: *Untersuchungen zur Trocknung und Entwicklung eines Modells für die Berechnung des Trocknungsverlaufes kapillarporöser lösungsmittelfeuchter Körper*, TH Darmstadt, Diss., 1993. – FB Maschinenbau 14

- [44] SCHLICHTER, S. ; KUSCHEL, A.: Neue Erkenntnisse zur Reinigungswilligkeit von Baumwolle. In: *22. Internationale Baumwolltagung Bremen*, 1994 11, 20
- [45] SCHLOSSER, U.: *Photoakustische Untersuchungen an hochkonzentrierten und gelösten und dispersen Farbstoffsystemen*, Universität Duisburg-Essen, Diss., 1997 1
- [46] SCHMALZRIEDT, S.: *CFD-Simulations of Mixing and Bioconversions in Gassed Stirred Tank Reactors*, Uni Stuttgart, Diss., 2001 1
- [47] SCHMIED, S. ; SCHMIDT, M. ; HEITMANN, U. ; SCHLOSSER, U.: Untersuchung der grundsätzlichen Einflussgrößen auf das Luftströmungsprofil an Messerkanten von Reinigungsmaschinen und Karden zur Verbesserung der Reinigungseffizienz / ITV Denkendorf. 2008. (Denkendorfer Forschungsberichte). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14539 N 10
- [48] SCHWARK, J.: Performances et polyvalence des silicones. In: *L'Industrie Textile, Paris* 1327 (2001), S. 46–49 16
- [49] Vortrag Fa. Stahl bei der Fa. Coatema 15
- [50] SULLIVAN, T.: *An Experimental and Computational Investigation of Rheological Effects in Blade Coating*, Univ. California, San Diego, Diss., 1986 18
- [51] SULLIVAN, T. ; MIDDLEMAN, S. ; KEUNINGS, R.: Use of a Finite-Element Method to Interpret Rheological Effects in Blade Coating. In: *AIChE Journal* 33 (1987), Nr. 12, S. 2047–2056 18
- [52] TRIANTAFILLOPOULOS, N. ; RUDEMILLER, G. ; T. FARRINGTON, Jr. ; LINDSAY, J.: Numerical Simulation of Short-Dwell Coater Pond Flows. In: *IPC Technical Paper Series* (1988), Nr. 295, S. 1–10 5, 19
- [53] WANG, S.-Q. ; DRDA, P.: Molecular instabilities in capillary flow of polymer melts: interfacial stick-slip transition, wall slip and extrudate distortion. In: *Macromol. Chem. Phys.* 198 (1997), S. 673–701 67, 72
- [54] WOLF, B.: Öffnung und Reinigung von Baumwolle - schonend und effizient. In: *ITB Garnherstellung* (1992), Nr. 4, S. 17–22 12

- [55] WULFHORST, B. ; LAUBER, M. ; PHOA, T. T.: Untersuchung der Luftströmung und Faserbewegung an Öffnungs- und Reinigungsstellen von Spinnereivorbereitungsmaschinen. 1996. – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 9189 11
- [56] ZIENKIEWICZ, O. C.: *The Finite-Element Method*. McCraw-Hill, London, 1977 7

Erklärung

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die vorliegende Dissertationsschrift selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Hilfsmittel und Quellen angefertigt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Veröffentlichungen entnommen wurden, sind kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde an keiner anderen Hochschule oder Universität eingereicht.

Markus Schmidt

Eigene Publikationen

- SCHMIDT, M. ; SCHLOSSER, U. ; SCHOLLMAYER, E.: *CFD-Investigation of the Static Pressure at the Blade in a Blade Coating Process*. – to be published in the Text. Res. Journal
- SCHMIDT, M. ; SCHLOSSER, U. ; BAHNERS, T. ; SCHOLLMAYER, E.: *Numerische Strömungssimulation eines Spannrahmentrockners*. 2009. – To be published in Melliand Textilberichte
- BAHNERS, T. ; SCHLOSSER, U. ; SCHMIDT, M. ; SCHOLLMAYER, E.: Erhöhung der Trocknungsgeschwindigkeit von Textilbahnen in einem Spannrahmen durch Verbesserung des Wärmeübergangs mit Hilfe der CFD-Simulation / DTNW. 2007 (DTNW-Mitteilung 60). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14309 N
- BAHNERS, T. ; SCHLOSSER, U. ; SCHMIDT, M. ; SCHOLLMAYER, E. ; SANGEL, R.: Simulation des Verhaltens hochviskoser Auftragsmassen bei der Beschichtung textiler Materialien und beim Streichen von Papier / DTNW. 2007 (DTNW-Mitteilung 62). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14316 N
- SCHMIED, S. ; SCHMIDT, M. ; HEITMANN, U. ; SCHLOSSER, U.: Untersuchung der grundsätzlichen Einflussgrößen auf das Luftströmungsprofil an Messerkanten von Reinigungsmaschinen und Karden zur Verbesserung der Reinigungseffizienz / ITV Denkendorf. 2008. (Denkendorfer Forschungsberichte). – Forschungsbericht. – AiF-Forschungsvorhaben Nr. 14539 N

Lebenslauf

Personalien:

Vor- und Zuname: Markus Schmidt
Geburtsdatum: 1970-02-06
Geburtsort: Duisburg-Rheinhausen

Schulbildung:

08/1976 - 06/1980 Grundschole Van-Gogh-StraÙe in
Duisburg-Rheinhausen
08/1980 - 06/1992 Heinrich-Heine-Gesamtschule Duisburg-West
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Studium:

09/1992 - 02/2003 Studium der Physik an der Universität
Duisburg-Essen, Standort Duisburg
Thema der Diplomarbeit:
„Computersimulationen: Monte-Carlo-Verfahren
und Langevin-Dynamik“
Abschluss: Dipl.-Physiker (Uni)
04/2001 - 03/2002 Tätigkeit als studentische Hilfskraft
05/2005 - 04/2009 Doktorand am Deutschen Textilforschungszentrum
Nord-West in Krefeld
Beteiligung an drei Projekten im Bereich
numerischer Strömungssimulation in textiler
Verfahrenstechnik

Danksagung

Ich danke dem DTNW für die Möglichkeit, diese Dissertation anfertigen zu können.

Herrn Prof. Dr. E. Schollmeyer danke ich für die Bereitschaft zur Betreuung dieser Arbeit und seine Unterstützung bei textiltechnischen Fragestellungen.

Herrn Dr. U. Schloßer danke ich für die Mithilfe bei der Interpretation der Simulationsergebnisse und die wertvollen Anregungen für die weitere Vorgehensweise.

Dank geht weiterhin an Herrn Dr. T. Bahners für seine Beurteilung der Ergebnisse und seine Erläuterungen zu polymeren Molekularstrukturen, insbesondere Polyester.

Frau G. Götz danke ich für ihre Hilfsbereitschaft bei der Erläuterung experimenteller Methoden zur Charakterisierung von Polymeren.

Frau Dipl.-Phys. B. Gebert gilt mein Dank für ihre Viskositätsmessungen verschiedener Auftragsmassen.

Frau Dipl.-Ing. A. Glawe von der Fa. Coatema, Dormagen sowie Herrn Dipl.-Ing. E. Klas und Dipl.-Ing. H.-P. Prinzen von der Fa. Monforts, Mönchengladbach danke ich für ihre Unterstützung in den Projekten, welche die Grundlage dieser Arbeit bildeten.

Herrn Dr. R. Sangl vom PTI, München sowie Frau Dipl.-Ing. S. Schmied, Herrn Dipl.-Ing. G. Steinbach und Herrn Dipl.-Ing. U. Heitmann vom ITV Denkendorf danke ich für die gute Zusammenarbeit in den jeweiligen Projekten.

Der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF) danke ich für die finanzielle Unterstützung der Projekte.

Allen übrigen Mitarbeitern des DTNW möchte ich für ihre Unterstützung und das gute Arbeitsklima danken.